



ÉCOLE POLYTECHNIQUE
FÉDÉRALE DE LAUSANNE

LABORATOIRE D'ENERGETIQUE INDUSTRIELLE
LABORATORY FOR INDUSTRIAL ENERGY SYSTEMS



Département de Génie Mécanique

LENI-DGM, EPFL

CH-1015 LAUSANNE

**Modélisation et étude d'une centrale de type
Deep Heat Mining pour la mise en valeur du
potentiel géothermique profond en suisse**

Travail réalisé par

Frédéric Brand

Sous la direction du Professeur D. Favrat

Lausanne, juin 1999

Table des matières

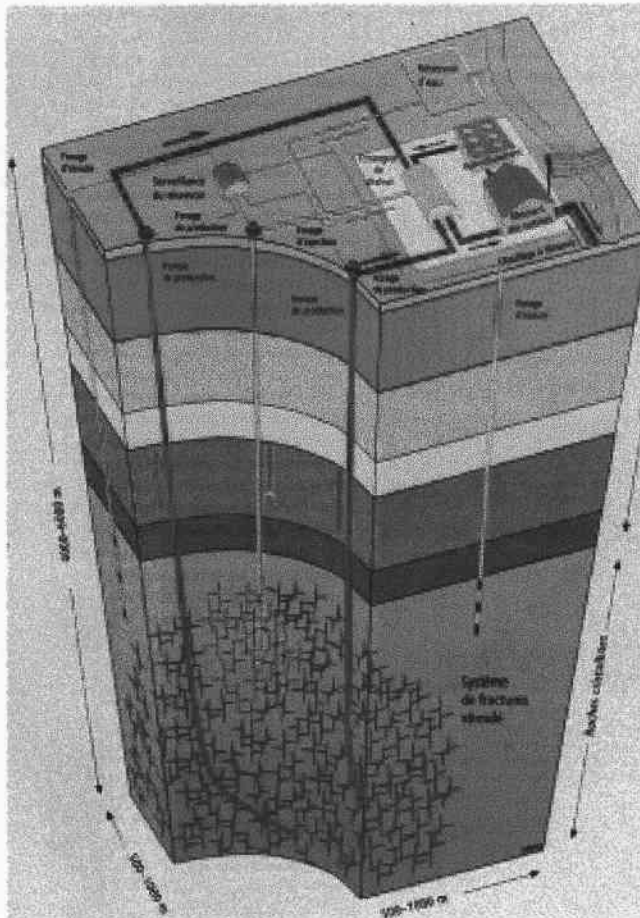
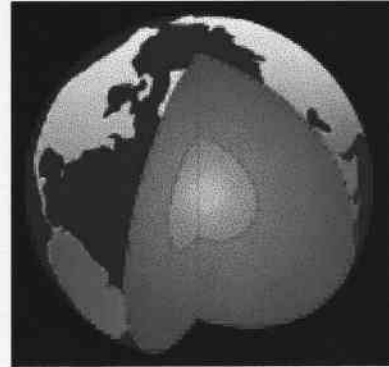
1.	Energie géothermique	1
1.1	Généralités	1
1.2	But de l'étude	2
2.	Forages et circuit de production	2
2.1	Fluide caloporteur : l'eau	3
2.2	Puits et forages	4
2.2.1	Modélisation des puits	4
2.3	Réservoir	5
2.3.1	Modélisation	6
2.4	Récupérateur de chaleur	6
2.4.1	Modélisation	7
2.5	Pompe d'injection	7
2.6	Pertes et gain de pression dans le circuit	7
2.7	Validation du modèle : Soultz-sous-forêt	8
2.8	Analyse du circuit de production : Forage en doublet	8
2.8	Analyse du circuit de production : Forage en triplet	14
2.9	Conclusion sur l'étude du circuit de production	17
3.	Production d'énergie électrique	18
3.1	Organic Rankine Cycle (ORC) simple	18
3.2	Cycle ORC avec échangeur interne	19
3.3	Cycle de Kalina	20
3.4	Performance d'un cycle	21
3.5	Fluide de travail des cycles	23
3.6	Modélisation thermodynamique	26
3.6.1	Turbine à vapeur et générateur	26
3.6.2	Pompe	27
3.6.3	Echangeur de chaleur	27
3.6.4	Condenseur	29
3.7	Résultats	31
3.7.1	Influence de la pression haute du cycle	31
3.7.2	Influence de la concentration du mélange	32
3.7.3	Optimisation de la pression et de la concentration	33
3.7.4	Influence de la température de la source froide	35
3.7.5	Adaptation de la concentration du mélange	37
3.8	Paramètres de fonctionnement pour chaque cycle dans sa configuration optimale .	38
3.9	Conclusion sur la production d'électricité	40
4.	Cogénération	42
4.1	L'énergie thermique : chauffage à distance	42
4.2	Cycle ORC sans régénérateur	42
4.2.1	Performances thermique et électrique	43
4.3	Cycle avec régénération et KCS11	44
4.3.1	Performances thermique et électrique	45
4.4	Conclusion sur la cogénération	47
5.	Conclusions	48
6.	Bibliographie	49

1. Energie géothermique

1.1 Généralités

Les profondeurs de la terre recèlent d'énormes quantités de chaleur naturelle, dont l'origine provient essentiellement de la désintégration d'éléments radioactifs. Selon les connaissances actuelles, les températures culminent à 6000°C dans le noyau et atteignent encore 1300°C dans le manteau supérieur du globe terrestre. Le flux géothermique qui parvient à la surface du globe dépasse 40 milliards de kW. La récupération de 1% de l'énergie contenue dans les 10 derniers kilomètres de la croûte terrestre produirait plus de 500 fois l'énergie contenue dans toutes les réserves en pétrole et en gaz de la terre. En moyenne, la température augmente à partir de la surface terrestre d'environ 3°C tous les 100 mètres

de profondeur, ce qui correspond à un gradient géothermique normal. En de nombreux endroits du globe, nous constatons des anomalies géothermiques dites positives, c'est-à-dire des régions présentant des gradients thermiques nettement plus élevés. Une installation géothermique permet de prélever la chaleur des profondeurs, pour l'amener à la surface de la terre. A certains endroits la nature fournit elle-même le système de circulation, par exemple les sources thermales. En d'autres lieux, on doit faire appel à des forages associés à des pompes de production.



Le concept Deep Heat Mining

Le concept du Deep Heat Mining (DHM) est basé sur l'extraction de l'énergie géothermique d'un réservoir souterrain créé artificiellement en vue de la production de chaleur et d'électricité. L'utilisation de machines ORC (Organic Rankine Cycle) permet une production électrique pour des températures dès 100°C en tête de forage.

Après avoir effectué un premier forage à grande profondeur, on crée le réservoir géothermique souterrain en élargissant hydrauliquement les systèmes de fractures naturelles. La technique de fracturation hydraulique utilisée à cet effet prévoit l'injection d'eau sous une pression de plusieurs centaines de bars. L'eau est injectée dans le réservoir géothermique par un forage d'injection. Dans ce réservoir l'eau se réchauffe au contact de la roche, puis revient à la surface par un ou plusieurs forages de production. L'énergie est ensuite transférée au cycle ORC qui la convertit en énergie électrique. Une partie de l'éner-

gie thermique non convertie en électricité peut être récupérée par différentes solutions pour alimenter un réseau de chauffage à distance.

1.2 But de l'étude

L'amélioration des connaissances dans les forages profonds permet aujourd'hui d'envisager la production d'énergie électrique et thermique, avec le concept DHM, de manière économiquement rentable pour de nombreuses régions situées en Suisse. Cependant les recherches actuelles mettent principalement en avant la production d'énergie électrique. Peu d'études font état des possibilités de couplage de la production d'électricité et de chaleur pour des centrales géothermiques.

La présente étude a pour but de mettre en avant et d'analyser les paramètres qui influencent les performances d'une centrale géothermique de type Deep Heat Mining. La température de la saumure issue du puits de production pourra évoluer entre 150°C et 220°C. Les résultats permettent d'aider à réaliser des choix technologiques en fonction des valeurs des principaux paramètres relevées sur le terrain. La région de Bâle (Suisse) est modélisée afin de permettre des simulations de production annuelle.

L'analyse de la centrale géothermique est divisée en trois parties. La première traite du circuit de production, la deuxième étudie le système de conversion de l'énergie thermique en énergie électrique et une troisième partie traite de la possibilité de produire simultanément de l'énergie thermique et de l'énergie électrique.

2. Forages et circuit de production

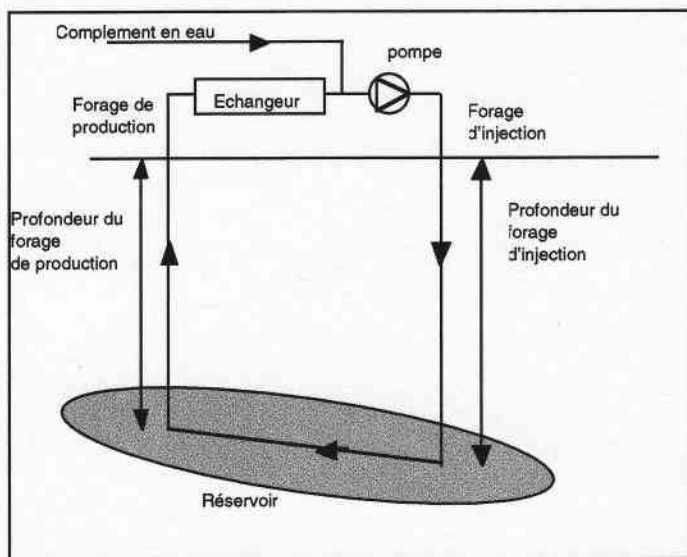


Figure 1 : Circuit de production

Le circuit de production représente la partie de l'installation nécessaire à la production d'eau chaude. Il est composé d'une pompe d'injection, d'un puits d'injection et de un ou deux puits de production. Entre le puits d'injection et le ou les puits de production, l'eau circule à travers un réservoir et se réchauffe au contact de la roche fissurée.

La figure 1 schématise un circuit de production utilisant un puits d'injection et un puits de production. La première partie de l'étude du circuit de production sera effectuée avec cette configuration. Nous étudierons par la suite l'influence de la présence d'un

deuxième puits de production. Les forages de production sont également appelés forages d'extraction.

Le but de ce chapitre est de construire un modèle mathématique du circuit de production afin d'analyser les énergies en présence et de comprendre leurs évolutions en fonction des princi-

paux paramètres. Ce modèle permettra également le dimensionnement de la pompe d'injection et l'estimation de la puissance électrique consommée.

2.1 Fluide caloporteur : l'eau

Le modèle des grandeurs thermodynamiques utilisées pour l'eau doit être valable sur une large gamme de température et de pression. En effet, la température de l'eau est comprise entre la température ambiante et 250°C tandis que la pression est comprise entre 1 bar et plusieurs centaines de bars. L'eau doit être à l'état liquide en tout point du circuit de production. On impose pour cela une pression de sursaturation de 1 bar à la sortie du forage de production. Les modèles utilisés sont issus du *VDI-WärmAtlas* [1] et d'un rapport de la *Commission Européenne* [2]. Ils sont valables pour tout le domaine considéré dans la présente étude. La figure ci-dessous montre l'évolution des principales grandeurs thermodynamiques pour l'eau saturée. Les différentes propriétés de l'eau sont, dans le domaine considéré, fortement dépendantes de la température et faiblement dépendantes de la pression.

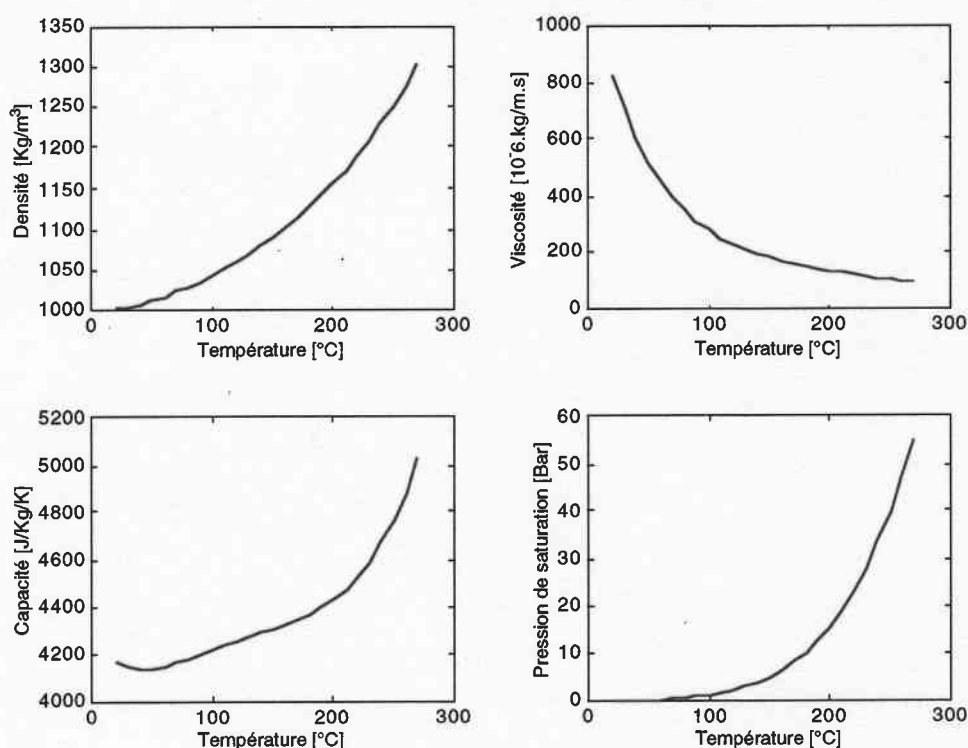


Figure 2 : Propriétés thermodynamiques de l'eau liquide à l'état de saturation

Composition de l'eau

En réalité l'eau qui est injectée dans le sous-sol se charge fortement en sels minéraux et en gaz divers. Lorsque cette saumure est refroidie en surface dans les différents échangeurs, on peut atteindre les températures de précipitation de différents composés. Cette précipitation provoque une baisse de performance des échangeurs et augmente les pertes de charges dans les canalisations et dans le puits d'injection. Il est donc nécessaire de rester au dessus des températures de précipitation des composants présents dans l'eau. Cette température dépend fortement de la na-

ture du sous-sol. Une étude réalisée par le *Power Engineering Institute (Russie)* [3], propose une relation, basée sur l'analyse de la littérature, entre la température minimale T^* [°C] et la température de l'eau chaude en sortie de forage Teau [°C] :

$$T^* = (2 \cdot \text{Teau} - 80) / 3$$

Une étude réalisée par le *National Renewable Energy Laboratory (U.S.A)* [7] basée sur l'analyse de site existant indique des valeurs moins pénalisantes pour la température minimale de retour. Pour une température d'eau chaude de sortie de forage comprise entre 150°C et 220°C, la température minimale doit être comprise respectivement entre 73°C et 120°C pour l'étude [3] et entre 37°C et 94°C pour l'étude américaine.

Seule une analyse chimique du sous-sol rencontré peut permettre de définir précisément cette température minimale pour un réservoir donné. Pour la présente étude nous considérerons que la température minimale de retour de la saumure est de 90°C.

2.2 Puits et forages

Les puits sont forés par le même matériel que celui utilisé dans l'industrie pétrolière et gazière. Le nombre total de forage ainsi que le rapport entre le nombre de forage de production et le nombre de forage d'injection peuvent varier. Les sites expérimentaux de type DHM utilisent habituellement un forage de production et un forage d'injection. Cette configuration est appelée «doublet» (cf. figure 1). Cependant des installations plus récentes ont testé avec succès les forages en «triplet», deux forages de production et un forage d'injection. Ces types de forage peuvent fournir de la chaleur à une installation de surface d'une puissance allant jusqu'à 5MW. Il est possible d'utiliser également d'autre type de configuration tel que les quadruplets (3 forages de production par forage d'injection) ou des quintuplets (4 forages de production par forage d'injection). Cependant, l'intérêt de tels systèmes n'est pas encore démontré à ce jour car les coûts de forage sont très importants. De plus, la structure des réservoirs serait plus proche d'une ellipsoïde que d'une sphère ce qui favoriserait les configurations en ligne (doublet et triplet). Un puits de production de chaque cote du puits d'injection, le long de l'axe du réservoir, apparaît donc comme la solution la plus rentable. Nous considérerons donc dans cette étude les configurations en doublet ainsi que la configuration en triplet.

2.2.1 Modélisation des puits

Dimensions

Les puits sont modélisés par des surfaces cylindriques verticales. Le diamètre intérieur des canalisations des forages est compris entre 6 et 7 pouces (respectivement 15.24 cm et 17.78 cm). Le modèle considère un rayon interne de la canalisation constant et égal à 8 cm.

Le plan principal du réservoir peut ne pas être horizontal et chaque puits a une profondeur qui lui est propre.

Echanges thermiques

L'eau échange de la chaleur par convection avec les parois des canalisations qui échangent par conduction avec la terre. Pour prendre en compte ces phénomènes une perte de 24°C est considérée entre la température de l'eau en sortie de réservoir et la température en sortie de puits de production. De même, un gain de 24°C est considéré pour l'eau entre l'entrée et la sortie du puits d'injection. L'évolution de la température de l'eau dans les puits est supposée linéaire entre l'entrée et la sortie.

Pertes de charge

Les pertes de charge sont calculées avec le modèle (cf. équation 1) issu d'un rapport de la commission européenne [2]. Cette corrélation a été développée pour des puits de forages géothermiques.

$$\Delta P_{forage} = 1.89 \cdot \left[\frac{h \cdot \mu^{0.21} \cdot \dot{Q}_v^{1.79}}{(2 \cdot r)^{4.79}} \right] \quad (1)$$

avec

ΔP_{forage} = Pertes de charge [bars]

h = Profondeur du forage

μ = Viscosité dynamique de l'eau [kg/m.s]

\dot{Q}_v = Débit volumique [m³/hr]

r = Rayon interne de la canalisation [m]

Pour le puits d'injection, le débit considéré est celui qui circule à travers la pompe d'injection. En revanche, pour le puits de production le débit pris en compte est celui de la pompe diminué des pertes d'eau dans le réservoir.

Pressions

La pression en fond de forage est égale à la pression en entrée augmentée de la pression issue du poids de la colonne d'eau et diminuée des pertes de charge. Ces pertes de charge sont calculées avec l'équation 1 et la pression issue du poids de la colonne d'eau est calculée avec l'équation 2.

$$P_{colonne} = \rho_{moyen} \cdot g \cdot h_{colonne} \quad (2)$$

avec

$P_{colonne}$ = Pression statique de la colonne d'eau [Pa]

ρ_{moyen} = Densité moyenne de l'eau dans le puits [kg/m³]

g = Gravité terrestre [m/s²]

$h_{colonne}$ = Profondeur du puits [m]

Pour les profondeurs des forages prises en compte dans la présente étude, nous assimilerons la gravité terrestre à une constante valant 9.81 m/s². La densité considérée pour un puits est la moyenne entre la densité en entrée de forage et celle en sortie de forage.

2.3 Réservoir

Le réservoir est constitué de micro-fractures interconnectées à travers lesquelles l'eau se réchauffe pour atteindre la température dite de réservoir. Une partie de l'eau injectée par le puits d'injection n'est pas récupérée dans le ou les puits de production. Elle se propage à travers les fissures et se perd dans le sous-sol. L'eau perdue est compensée par un apport en surface qui se

fait en amont de la pompe d'injection. Cette eau est admise dans le circuit à une température supposée constante de 15°C. La pompe d'alimentation qui introduit cette eau dans le circuit n'est pas prise en compte dans la présente étude car sa puissance est négligeable par rapport à celle de la pompe d'injection.

2.3.1 Modélisation

On modélise le réservoir par :

1. son impédance I [MPa/(kg/s)]. Elle caractérise la perte de charge du réservoir en fonction du débit d'eau qui le traverse. L'impédance moyenne pour un réservoir géothermique est de 0.1 MPa/(kg/s).
2. la proportion z d'eau perdue entre le puits d'injection et le puits de production [%]. On estime en moyenne à 10 % la proportion d'eau perdue dans le sous-sol.
3. La température $T_{\text{réservoir}}$ [°C] de la roche au niveau du réservoir. On admet que l'eau arrive au bas du puits de production à une température égale à celle du réservoir. Pour un forage à 5000m de profondeur, un premier ordre de grandeur pour la température de réservoir est de 250°C. Au cours de son exploitation sa température va diminuer. C'est cette perte de température avec le temps qui déterminera la durée d'exploitation d'un réservoir. Il est difficile de connaître par avance son évolution pour un site donné. Cependant, on peut estimer que sa température est stable durant les 10 à 15 premières années et qu'elle diminue durant les années qui suivent. La présente étude prend en compte des températures d'eau à l'entrée d'échangeur allant de 150°C à 220°C ce qui correspond à des températures de réservoir respectivement de 174°C à 274°C.

La différence de pression entre l'entrée et la sortie du réservoir est calculée avec l'équation 3. Elle prend en compte la perte de charge due à l'impédance du réservoir et la perte due à la différence de profondeur qui peut exister entre les puits. Le débit d'eau qui est pris en compte pour la perte de charge du réservoir est le débit moyen entre les deux puits.

$$\Delta P_{\text{réservoir}} = \left(I \cdot \dot{Q}_m \cdot \left(1 - \frac{z}{2} \right) \right) + (h_e - h_i) \cdot \frac{(\rho_e + \rho_i)}{2} \cdot g \quad (3)$$

avec

g = Gravité terrestre [m/s²]

h_i = Profondeur du puits d'injection [m]

h_e = Profondeur du puits d'extraction [m]

z = Pourcentage d'eau perdue

$\Delta P_{\text{réservoir}}$ = Perte de charge dans le réservoir [Pa]

\dot{Q}_m = Débit massique d'eau en entrée de puits d'injection [kg/s]

ρ_i = Densité de l'eau en sortie de puits d'injection [kg/m³]

ρ_e = Densité de l'eau en sortie de puits d'extraction [kg/m³]

2.4 Récupérateur de chaleur

L'eau chaude qui remonte du réservoir par le forage de production est directement amenée au récupérateur de chaleur du cycle ORC. Cet échangeur est en réalité constitué de plusieurs parties qui permettent de préchauffer, évaporer puis surchauffer le fluide de travail du cycle. On suppose qu'il n'y a aucune perte thermique entre le puits de production et l'échangeur. Ainsi la température de l'eau en entrée de ce dernier est la même que celle de l'eau en sortie de puits de production.

2.4.1 Modélisation

Du point de vue du circuit de production, l'échangeur est modélisé par :

1. la température en entrée d'échangeur de l'eau issue du réservoir.
2. la température de l'eau à sa sortie.
3. les pertes de charges. Ces pertes sont estimées à 5% de la pression en entrée.

2.5 Pompe d'injection

Pour pouvoir faire circuler l'eau à travers les puits, le réservoir et l'échangeur, il est nécessaire de compenser les pertes de charge rencontrées tout au long du circuit. Cette fonction est remplie par une pompe entraînée par un moteur électrique. Le rendement général entre la puissance électrique consommée par le moteur et l'énergie fournie à l'eau est fixé à 80%.

La puissance électrique de la pompe est calculée avec l'équation 4.

$$\dot{E}_{pompe} = \frac{1}{\eta_{pompe}} \cdot (P_{\text{entrée puits injection}} - P_{\text{sortie d'échangeur}}) \cdot \rho_{\text{entrée pompe}} \cdot \dot{Q}_m \quad (4)$$

avec

\dot{E}_{pompe} = Puissance électrique consommée par la pompe [W]

η_{pompe} = Rendement global de la pompe

$P_{\text{sortie d'échangeur}}$ = Pression de l'eau en sortie d'échangeur [Pa]

$P_{\text{entrée puit injection}}$ = Pression de l'eau en entrée de puits d'injection [Pa]

$\rho_{\text{entrée pompe}}$ = Densité de l'eau en entrée de pompe [kg/m^3]

\dot{Q}_m = Débit massique d'eau en entrée de puits d'injection [kg/s]

Le coût d'achat de la pompe d'injection est estimé à 150 £/kW en 1995 [3]. L'actualisation de ce chiffre grâce à l'indice de Marshall et Swift et au cours de la devise anglaise nous permet d'estimer le coût de la pompe d'injection à **430 CHF/kW** en 1999.

2.6 Pertes et gain de pression dans le circuit

Les pertes et les gains de pression sont pris en compte à travers les deux phénomènes décrits ci-dessous. La pompe d'injection doit compenser le bilan des pressions afin d'assurer la circulation de l'eau à travers tous les éléments du circuit de production.

Thermosiphon

Il existe entre les puits une différence de densité causée par la différence de température de l'eau. La densité de la colonne d'eau dans le puits de production est inférieure à celle du puits d'injection. Cette différence de densité crée une différence de pression statique au fond des puits ce qui fournit une aide naturelle à la circulation de l'eau. Cette aide est d'autant plus grande que la différence de température entre les puits est importante. Elle augmente également avec la profondeur des puits. La différence de pression due à la différence de poids des colonnes d'eau, $\Delta P_{\text{colonne}}$ [Pa], est calculée avec l'équation 5. Chaque terme de cette équation est défini par l'équation 2.

$$\Delta P_{\text{colonne}} = P_{\text{colonne_puits d injection}} - P_{\text{colonne_puits d extraction}} \quad (5)$$

Pertes de charge du circuit

La perte de pression de l'ensemble du circuit résulte de la somme des pertes dues à la viscosité dans les différents puits (équation 1), des pertes de charge dans le réservoir (équation 3) et des pertes de charge de l'échangeur (fixée à 5%). La pompe d'injection a pour but de compenser ces pertes diminuées de l'apport naturel du au thermosiphon. L'effet thermosiphon compense environ 25% des pertes. Cependant l'évaluation de ces deux grandeurs dépend fortement des principaux paramètres que sont le débit, les températures d'entrées et de sortie des forages et la profondeur des forages

2.7 Validation du modèle : Soultz-sous-forêt

Un programme de recherches scientifiques en vue de l'exploitation de la chaleur des roches fracturées chaudes a commencé en 1987. Le site choisi se trouve au flanc ouest du fossé Rhénan, à environ 50 km au Nord de Strasbourg (France) à Soultz-sous-forêt. Sur ce site, le socle granitique est protégé par une couverture sédimentaire de 1400m d'épaisseur. Le site expérimental est équipé de 2 puits profonds (3600m et 3900m) et de 4 puits d'observation à des profondeurs intermédiaires (1400m à 2200m).

Une série de tests hydrauliques a été réalisée dont une circulation en profondeur de plusieurs mois. Ce test a démontré que l'on pouvait faire circuler de façon continue environ 25 l/s d'eau à une température supérieure à 140°C entre deux forages distants de 450 m sans perte et avec des puissances de pompage très modestes (250 kWélectrique) par rapport à la puissance extractible (10MWth) [8].

Dans le but de valider le modèle de circuit de production présenté dans les précédentes parties, nous avons introduit les paramètres du cas expérimental de Soultz. L'impédance du réservoir n'était pas connue et a été fixée dans un premier temps à 0.1 MPa/(kg/s). C'est une valeur moyenne rencontrée dans la littérature. Le calcul donne une puissance de pompage de 265 kW soit 6% supérieure à celle mesurée expérimentalement. Pour obtenir une puissance de pompage de 250 kWélectrique, l'impédance calculée est de 0.082 MPa/(kg/s). Ces résultats nous permettent de valider le modèle.

2.8 Analyse du circuit de production : Forage en doublet

Cas de référence

Le modèle décrit ci-dessus permet de représenter l'ensemble du circuit de production. Un cas de référence est créé pour l'étude du circuit de production. Il est détaillé dans le tableau 1. On

y trouve les valeurs par défaut de tous les paramètres caractérisant le circuit. C'est à partir de ces valeurs que seront effectuées les études de sensibilité sur les différents paramètres.

Variables	Dimensions	Valeurs	Commentaires
Te_eau	[°C]	200	Température de l'eau en entrée de l'échangeur
Ts_eau	[°C]	90	Température de l'eau en entrée de pompe d'injection
I	[MPa/kg/s]	0.1	Impédance du réservoir
z	[%]	10	Pertes d'eau dans le réservoir
débit	[kg/s]	83.3	Débit d'eau circulant dans la pompe
he	[m]	5000	Profondeur du puits de production
hi	[m]	5000	Profondeur du puits d'injection
ri	[m]	0.08	Rayon interne des puits

Tableau 1: Cas de référence

Le débit d'eau est fixé à 83.3 kg/s de manière à obtenir un débit utile de 75 kg/s dans l'échangeur après les pertes de 10% du réservoir. La figure 3 ainsi que le tableau 2 représentent l'évolution des pressions calculées dans le circuit de production pour le cas de référence.

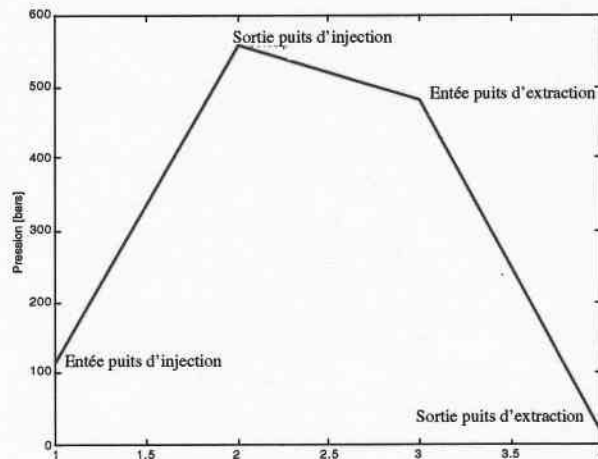


Figure 3 : Evolution des pressions

Position	Pression [bar]		
	Entrée	Sortie	Pertes de charge
puits d'injection	114.5	560	31.6
Réservoir	560	480.6	79.4
puits de production	480.6	16.5	25.9
Echangeur	16.5	15.7	0.8

Tableau 2: Pressions du circuit de circulation

La différence de pertes de charges entre le puits d'injection et le puits de production est liée non seulement à la différence de température qui modifie le coefficient de viscosité dynamique mais également à la différence de débit. On perd en effet 10% de l'eau injectée dans le réservoir.

La puissance électrique calculée pour maintenir la circulation de l'eau dans un tel système est de **1.059kW** tandis que le coût d'achat de la pompe est estimé à **455 k CHF**.

Influence de l'écart de température entre les puits

Les figures 4 et 5 montrent l'évolution de la puissance électrique consommée par la pompe en fonction de la profondeur de forage et des températures de sortie du puits de production. L'évo-

lution de cette température représente l'évolution de l'écart de température entre l'entrée et la sortie des forages car la température en entrée de puits d'injection est fixé à 90°C.

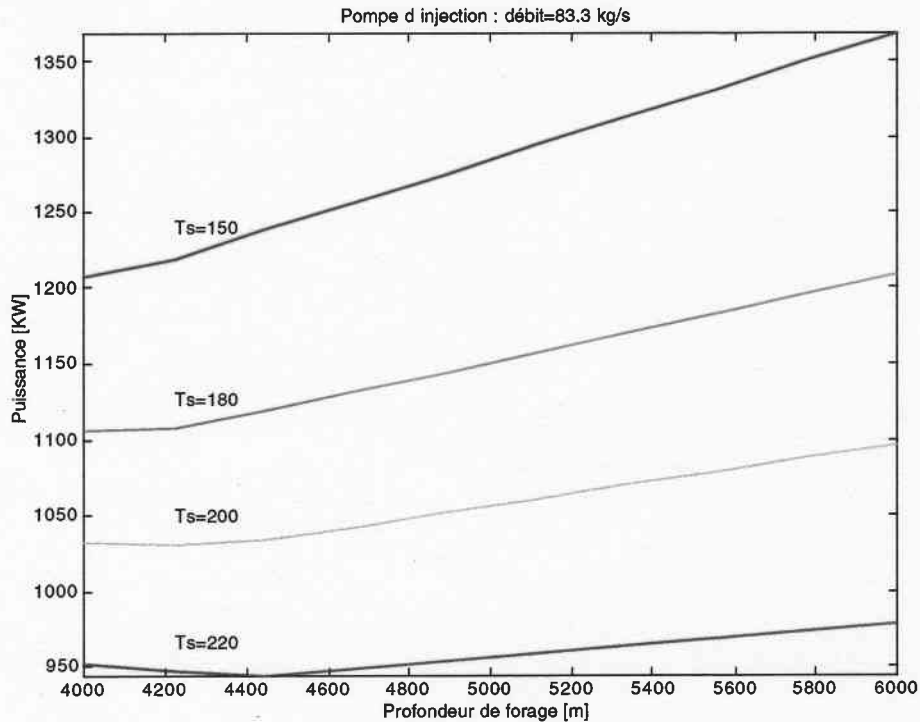


Figure 4 : Puissance électrique consommée par la pompe d'injection en fonction de la profondeur pour différentes températures de sortie de forage de production. (Débit d'eau = 83.3kg/s)

L'évolution des gains par thermosiphon en fonction de la profondeur n'a pas la même allure que l'évolution des pertes globales. Les gains par thermosiphon sont proportionnels à la profondeur pour un débit et des températures fixés tandis que la courbe des pertes à une allure de type exponentiel. Ainsi pour des profondeurs de forage inférieures à une certaine limite, le gain par thermosiphon peut augmenter plus vite avec la profondeur que les pertes. Pour des profondeurs supérieures à cette profondeur limite, les pertes augmentent beaucoup plus vite que les gains. La profondeur limite dépend du débit et de la température. On observe sur la figure 4 que pour un débit de 83.3 kg/s et une température de sortie de 220°C, la profondeur limite se situe aux environs de 4400m. Ainsi la puissance électrique de la pompe d'injection diminue légèrement avec l'augmentation de la profondeur pour des forages compris entre 4000m et 4400m puis elle augmente pour des profondeurs supérieures. Pour des températures de sortie inférieures à 180°C, la profondeur limite se situe en dessous de 4000m.

De manière générale, il faut noter que la puissance diminue avec l'augmentation de l'écart de la température et que l'influence de la profondeur des forages n'est significative que pour de faibles écarts de températures.

Influence du débit

Les pertes par viscosité sont directement liées au débit d'eau dans le circuit. On remarque que pour des débits plus importants, les pertes deviennent prépondérantes par rapport au gain par thermosiphon et augmentent plus rapidement avec la profondeur. La figure 5 représente l'évo-

lution de la puissance électrique consommée par la pompe en fonction de la profondeur des forages pour différents débits. La température de sortie du puits de production est fixée à 200°C.

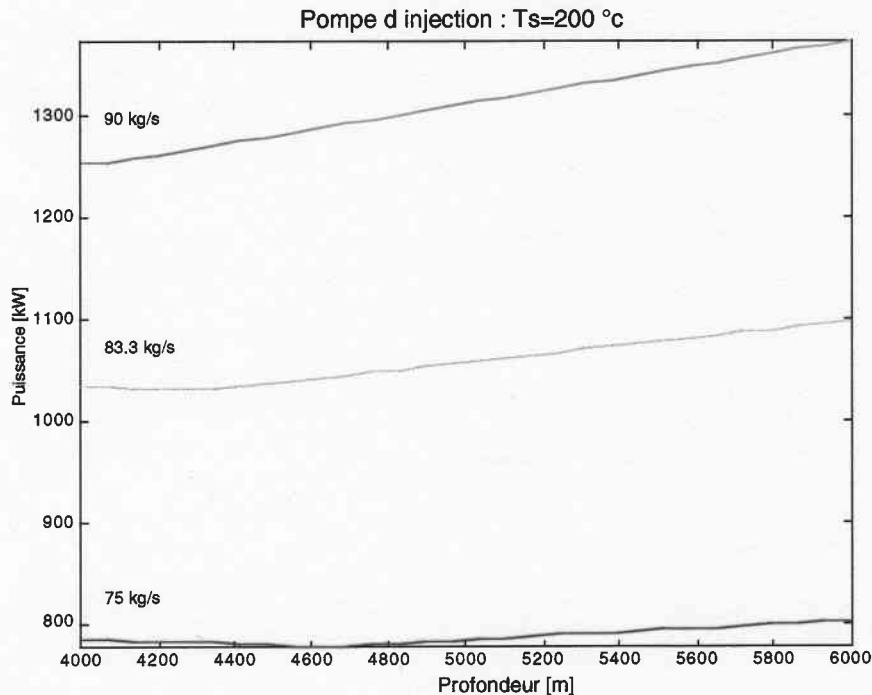


Figure 5 : Puissance électrique consommée par la pompe d'injection en fonction de la profondeur pour différents débits d'eau. (Température de sortie de puits de production = 200°C)

Dans le cas de référence, une augmentation de 10% du débit augmente la puissance électrique de 30%. Le débit représente le facteur prépondérant pour le calcul de la puissance électrique. On se rend compte ici de l'importance des pertes d'eau dans le réservoir. Pour avoir un débit utile de 75kg/s, la pompe doit faire circuler 83.3 kg/s d'eau et consomme 1059 kw électrique. Si on diminue les pertes à 5%, la pompe doit faire circuler seulement 78.75 kg/s et ne consomme plus que 946 kW électrique. Ainsi un gain de 5% sur les pertes d'eau apporte un gain de 10.7% sur la puissance électrique de la pompe.

Influence de l'impédance du réservoir

La perte de charge générale du circuit de production est due en grande partie aux pertes générées dans le réservoir. Dans le cas de référence, elle représente 60% des pertes de charge du circuit de production. Cette perte est directement fonction de l'impédance de ce dernier (cf. équation 3). Une variation de 10% de l'impédance fait varier la puissance électrique de presque 8%. Pour le cas de référence décrit en début de chapitre, une impédance doublée (0.2MPa/kg/s) conduit à une puissance électrique consommée de 1881 kW. Il apparaît donc important de bien connaître l'impédance du réservoir pour pouvoir dimensionner la pompe d'injection.

Influence des dimensions des puits

Comme nous l'avons constaté précédemment, la profondeur des puits a une influence limitée sur les calculs de la puissance de la pompe d'injection et uniquement pour des températures de sortie ou des débits faibles. La variation de profondeur influence dans le même sens les pertes par viscosité et l'effet thermosiphon.

La différence de profondeur entre les puits permet d'augmenter l'effet thermosiphon dans le cas où le puits d'injection est moins profond que le puits de production. Ceci tout en diminuant les pertes par viscosité et en modifiant les pertes de charges du réservoir (cf. équation 3). Une différence de profondeur de 50 m entre le puits de production et le puits d'injection permet de diminuer de 97 kW la puissance électrique de la pompe. Cependant ce paramètre dépend essentiellement du plan principal dans lequel se développe le réservoir durant la phase de stimulation.

L'équation 1 caractérise les pertes de charge dans les puits et permet de comprendre l'importance du rayon interne sur le calcul de ces pertes. Elles sont fonction du rayon à la puissance 4.79 (cf équation 1) et représentent une part non négligeable des pertes globales dans de nombreux cas. Ainsi une diminution de 5 mm, par rapport au 8 cm du cas de référence, entraîne une augmentation de la puissance électrique consommée de 220 kW. Cependant une augmentation de 5 mm du rayon ne fait diminuer que de 130 kW. Il apparaît donc important de bien optimiser la dimension des forages entre le surcoût lié à l'augmentation du rayon et le gain sur la consommation électrique de la pompe d'injection et sur son coût d'achat. Un modèle plus fin permettrait de prendre en compte la géométrie réelle des puits en fonction de la profondeur et permettrait d'affiner l'influence de la dimension des puits.

2.8 Analyse du circuit de production : Forage en triplet

Le cas d'un forage en triplet utilise un puits d'injection et deux puits de production placés de part et d'autre comme indiqué sur la figure 7. Les profondeurs des différents puits sont considérées comme identiques.

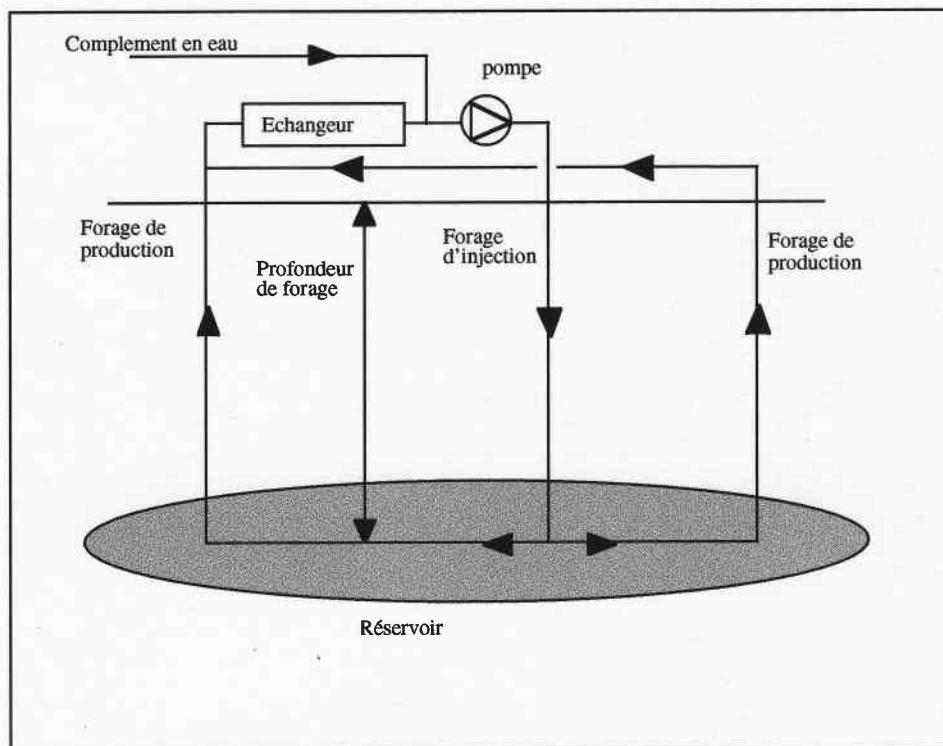


Figure 7 : Circuit de production utilisant un forage en triplet.

Le débit considéré pour le réservoir et les forages de production est moitié moindre que celui considéré dans le cas du forage en doublet. La part principale des pertes de charge du circuit provient du réservoir et dépend directement du débit et de l'impédance de ce dernier. La puissance de pompe sera donc diminuée dans ce cas de figure.

Dans un premier temps, nous considérerons comme inchangé les paramètres du réservoir. Le cas de référence utilisé est identique à celui décrit dans le tableau 1. Pour cette configuration, la puissance électrique est de **450 kW**. Le coût est estimé à **194 kCHF**. La différence de puissance de pompage entre le forage en doublet et le forage en triplet est importante. Cependant un forage en triplet nécessite un investissement de départ nettement supérieur lié entre-autres au forage supplémentaire. Le choix final entre les deux configurations dépendra donc de critères économiques.

La dépendance de ce système de production par rapport aux principaux paramètres, détaillés dans la partie 2.7, est différente de celle rencontrée pour un système en doublet. En effet, les pertes de charge dans le puits de production sont fonction du débit à la puissance 1.79 (cf. équation 1). Dans le cas d'un forage en triplet, le débit est réparti entre les deux puits ce qui divise les pertes de charge par un facteur 3.5. Les pertes de charge dans le réservoir sont quant à elles divisées par un facteur deux. Le bilan des pertes de charge est donc plus faible pour cette configuration que dans celle en doublet. L'effet thermosiphon a donc plus d'influence sur le bilan énergétique dans le cas d'un forage en triplet.

Influence du débit

La figure 8 présente l'influence de la profondeur de forage sur la puissance électrique consommée par la pompe d'injection pour trois débits différents.

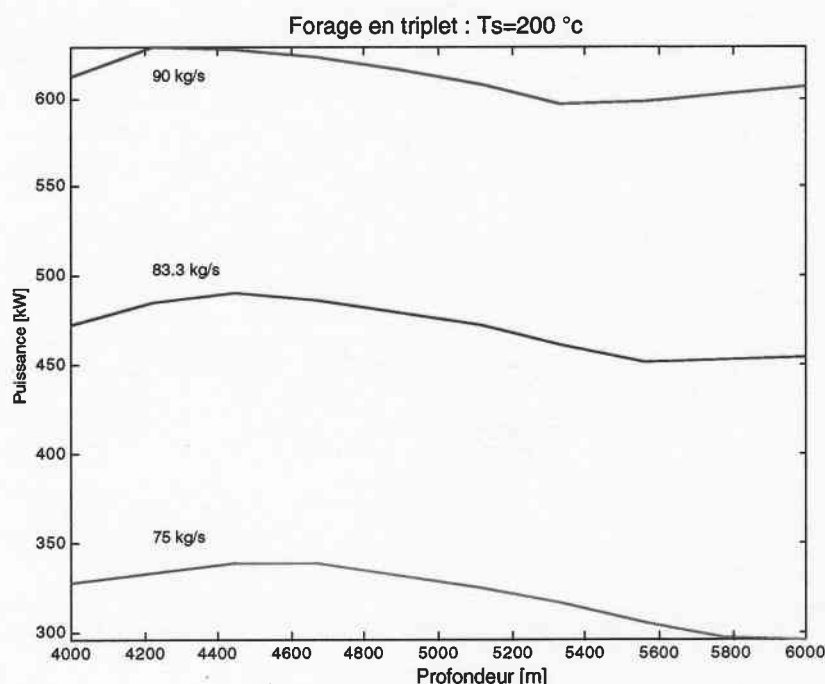


Figure 8 : Puissance électrique de la pompe d'injection en fonction de la profondeur de forage pour un débit de 75, 83.3 et 90 kg/s.

La profondeur de forage a peu d'influence sur la puissance consommée indépendamment du débit. Dans cette configuration l'augmentation de la profondeur des puits augmente de manière sensiblement équivalente le gain par thermosiphon et les pertes par viscosité dans les puits. L'influence du débit est en revanche important pour le calcul de la puissance de pompage. Dans le cas de référence, une diminution de 5% du débit (79.1kg/s) diminue la puissance de 17.2% (373kW).

Le débit pris en compte pour la pompe d'injection dépend directement de la perte d'eau dans le réservoir. Le débit utile circulant dans l'échangeur principal du cycle ORC est celui de la pompe d'injection diminué des pertes dans le réservoir. Si l'on considère une perte d'eau de 5%, le débit de la pompe d'injection doit être de 78.75kg/s pour maintenir un débit utile de 75kg/s et la puissance de la pompe d'injection est de 390 kW. Ainsi un gain de 5% sur les pertes d'eau apporte un gain de 17.5% sur la puissance d'injection.

Influence de la température de sortie d'échangeur

La figure 9 présente l'influence de la température de sortie d'échangeur sur la puissance électrique consommée par la pompe d'injection pour quatre températures de saumure différentes.

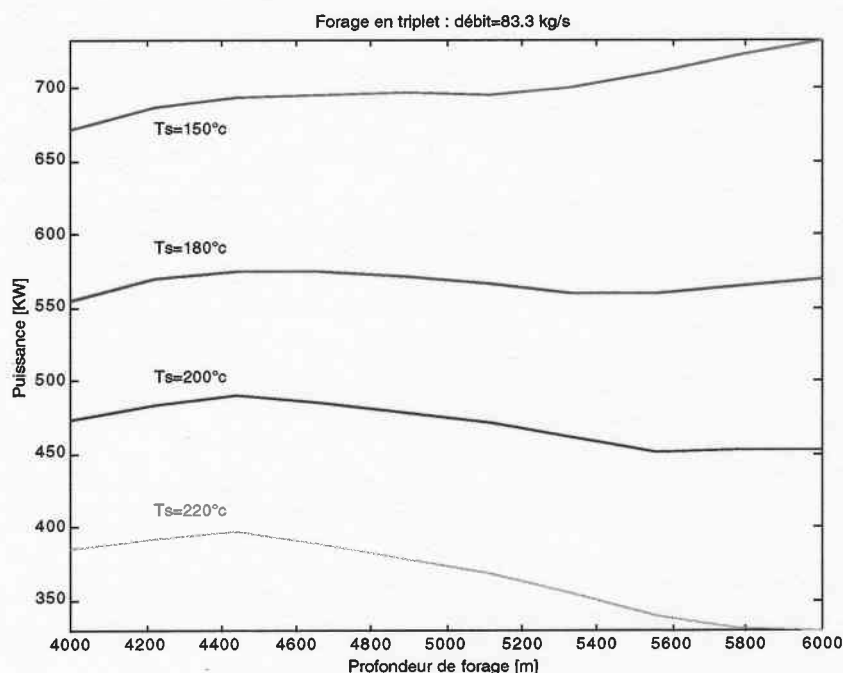


Figure 9 : Puissance électrique de la pompe d'injection en fonction de la profondeur de forage pour un débit 83.3 kg/s.

La température de sortie du puits de production a une forte influence sur la puissance de la pompe d'injection. Cette influence est amplifiée par l'augmentation de la profondeur des forages. Pour une profondeur de 5000 m, une variation de la température de 10% entraîne une variation de la puissance du même ordre de grandeur.

Influence de l'impédance du réservoir

Tous les calculs précédents ont été réalisés avec une impédance de réservoir de 0.1 MPa/(kg/s). Cependant on peut s'attendre à ce qu'un forage en triplet ait une impédance de réservoir plus faible qu'un forage en doublet. Une diminution de 10% de l'impédance entraîne une diminution de la puissance de 8%.

Influence des diamètres intérieurs des puits de production

Durant l'étude des forages en doublet, nous avons observé une forte influence de ce paramètre sur la puissance de pompage. Pour l'étude du forage en triplet, les puits de production ont été modélisés avec les mêmes dimensions soit 16cm de diamètre. Le débit circulant dans chaque puits de production est la moitié de celui qui circule dans la configuration en doublet. Ceci diminue les pertes de charge du puits d'extraction d'un rapport 3.5 (cf. équation 1).

Si on fait l'hypothèse d'une vitesse de circulation de l'eau dans les puits de production identique dans les deux configurations, le diamètre des puits de production doit être de 11.3 cm dans la configuration en triplet. La puissance de pompage calculée est alors de 790kW. Il apparaît donc important de connaître la vraie géométrie des puits pour affiner le modèle et obtenir des résultats plus précis.

2.9 Conclusion sur l'étude du circuit de production

Quand on considère un circuit de production constitué d'un puits d'injection et d'un puits de production, les analyses font ressortir que la structure du réservoir est prépondérante pour le calcul de la puissance et du coût de la pompe d'injection. En effet les pertes d'eau, l'impédance et la température de sortie du puits de production sont des facteurs directement liés au réservoir et dont l'effet sur la puissance de la pompe d'injection est prépondérant.

L'augmentation de l'écart de températures entre l'entrée et la sortie des forages permet de générer un effet thermosiphon qui compense une partie plus ou moins importante des pertes suivant le débit et l'écart de température.

La profondeur des puits de production a une influence notable uniquement pour des températures de production faibles ou des débits élevés. En dehors de ces cas, les pertes sont du même ordre de grandeur que les gains apportés par thermosiphon. Dans le cas où les puits ont des différences de profondeur, un puits d'injection moins profond que le puits de production permet de diminuer la puissance électrique. Cependant ce facteur reste dépendant de la géométrie du réservoir.

La configuration en triplet amène aux mêmes conclusions d'un point de vue de la dépendance de la puissance de pompage par rapport aux facteurs définis dans le cas des forages en doublet. Cependant la puissance de pompage pour le cas de référence est nettement plus faible avec la configuration en triplet. Une puissance de pompage de 1056 kW pour un forage en doublet passe à 450 kW pour un forage en triplet. Le gain est essentiellement dû à la répartition des débits qui diminue les pertes de charge des puits de production et du réservoir.

L'influence des diamètres des puits est également importante pour le calcul des puissances de pompage quelque soit la configuration. Il apparaît donc important de connaître la géométrie exacte des puits pour affiner le modèle et permettre des calculs d'ordre quantitatif plus précis.

3. Production d'énergie électrique

L'eau chaude issue du circuit de production étudié au chapitre 2 représente une énergie de faible ou de moyenne enthalpie suivant la température à laquelle elle arrive en sortie de puits de production. Cette énergie est convertie par l'intermédiaire d'un cycle ORC (Organic Rankine Cycle) en énergie électrique qui représente un vecteur d'énergie plus commode d'exploitation que l'énergie thermique.

Ce chapitre traite de la production unique d'énergie électrique. Il a pour but de mettre en avant et d'analyser les principaux facteurs qui influencent les performances des systèmes de conversion. Les solutions technologiques pour ces systèmes de conversion sont multiples et pour la plupart basées sur le principe du cycle de Rankine. Dans la présente étude, nous étudierons les performances ainsi que les domaines de fonctionnement de trois solutions technologiques de cycle pour un même fluide de travail. Le domaine d'étude est limité à des températures de saumure en sortie de puits de production comprises entre 150°C et 220°C.

3.1 Organic Rankine Cycle (ORC) simple

Dans un cycle de Rankine, un fluide de travail est chauffé puis évaporé grâce à une source chaude pour obtenir une vapeur à haute température et haute pression. Cette vapeur se détend à travers une turbine dans le but de générer une énergie mécanique de rotation. Ce mouvement de rotation est transformé en énergie électrique par un générateur accouplé mécaniquement à la turbine. La vapeur issue de la turbine est refroidie puis condensée par une source froide pour finir à l'état liquide. Ce liquide est remis sous pression par une pompe pour rejoindre l'évaporateur. On peut considérer le cycle en deux parties d'un point de vue des pressions. Une première située entre la sortie de la pompe et l'entrée de la turbine qui est à haute pression et une seconde qui se situe entre la sortie de la turbine et l'entrée de la pompe et qui est à basse pression. Dans une centrale géothermique, la source chaude est l'eau issue du puits de production. La figure 10 présente les différents éléments et leurs positions respectives.

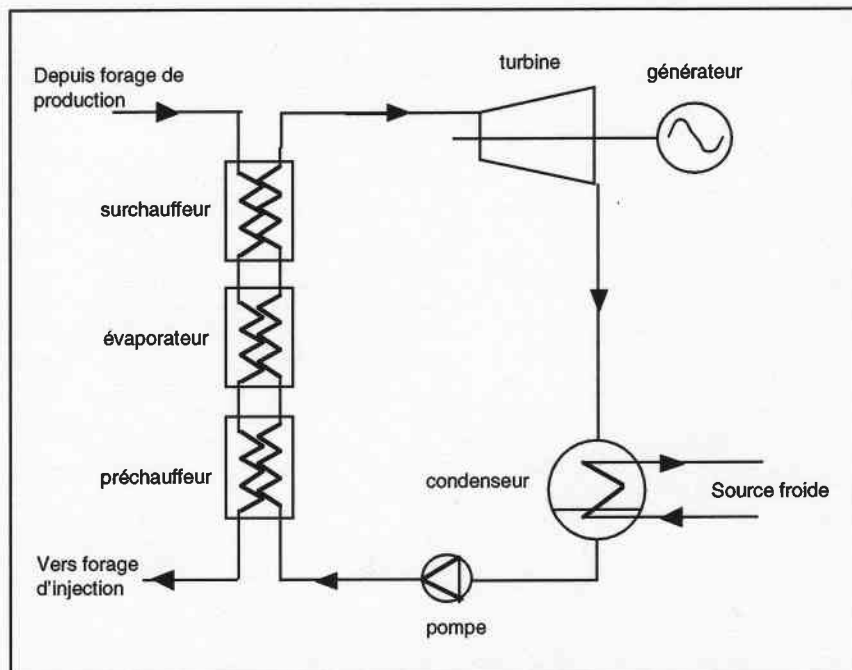


Figure 10 : Organic Rankine Cycle

3.2 Cycle ORC avec échangeur interne

Le fluide de travail se trouve en sortie de condenseur à l'état liquide à une température différente de sa température d'ébullition. Le préchauffeur porte le liquide à cette température en utilisant pour cela une partie de l'énergie disponible à la source chaude. Dans le but d'améliorer les performances de l'installation il est possible d'utiliser l'énergie résiduelle de la vapeur qui sort de la turbine. Elle peut encore contenir suffisamment d'énergie pour permettre un préchauffage partiel ou total de ce liquide. Différentes solutions technologiques de préchauffage peuvent être utilisées dans le but d'améliorer les performances d'un cycle.

La première solution consiste à soustraire une partie de la vapeur entre deux étages de la turbine et de la mélanger au fluide en sortie de condenseur afin de la préchauffer (cf. figure 11). Cette solution est utilisée dans le cas où l'écart entre la source chaude et la source froide est très grand. Plusieurs études indiquent que pour une installation géothermique, ce type de préchauffage n'est pas intéressant car il pénalise trop les performances de la turbine [4]. Cet type de solution ne sera donc pas étudié.

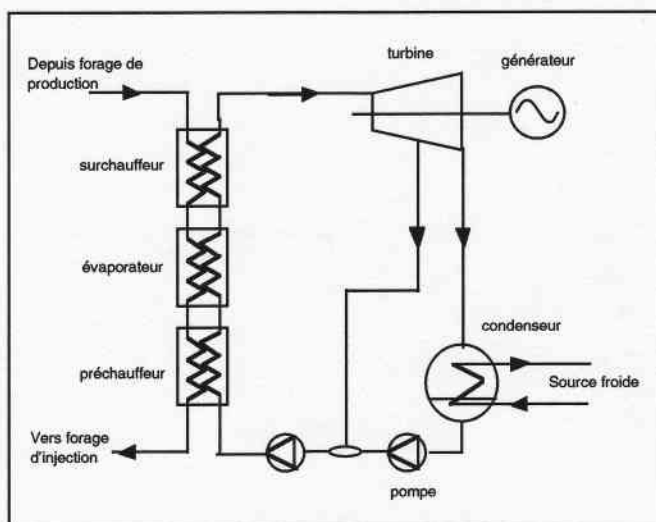


Figure 11 : Cycle ORC avec soutirage

Une autre solution consiste à refroidir la vapeur qui sort de la turbine pour préchauffer le liquide. Un échangeur supplémentaire est placé entre la sortie de la turbine et l'entrée du condenseur d'une part et d'autre part entre la sortie de la pompe et l'entrée de l'échangeur principal. Une perte de charge est ajoutée dans la partie basse pression du cycle mais son influence est négligeable. La figure 12 présente un cycle ORC avec un tel type de configuration.

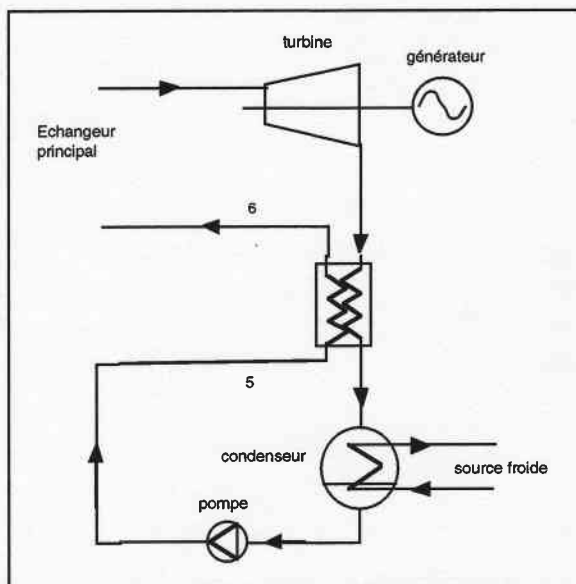


Figure 12 : Cycle de Rankine avec échangeur interne

On définit le taux de régénération d'un cycle par le rapport entre l'énergie apportée par l'échangeur interne sur l'énergie nécessaire pour préchauffer le liquide jusqu'à son état d'ébullition.

$$R = \frac{P_{\text{échangeur interne}}}{P_{\text{ébullition}}} \quad (1)$$

Avec

$P_{\text{échangeur interne}}$ = Puissance thermique apportée au fluide entre le point 5 et le point 6 par l'échangeur interne.

$P_{\text{ébullition}}$ = Puissance nécessaire pour porter le point 6 à son état de début d'ébullition

Le taux de régénération sera toujours compris entre 0 et 1 pour les cycles ORC avec échangeur interne. En effet, un taux de régénération supérieur à 1 signifie que l'échangeur interne fait une évaporation partielle du fluide ce qui est exclu pour ce cycle.

3.3 Cycle de Kalina

Le cycle de Kalina utilise des mélanges eau-ammoniac comme fluide de travail. Ils ont été développés initialement dans le but d'améliorer les rendements des installations à cycle combiné. Le principe de base joue sur l'utilisation des changements de concentration des phases durant les changements d'état du mélange.

Pour des centrales géothermiques, le cycle de Kalina se limite à un système de récupération et d'échange plus complexe que celui présenté dans le chapitre 3.2. Il n'y a pas de séparation de phase et la concentration du fluide est la même en tout point. Deux cycles de Kalina ont été définis pour des applications géothermiques : KCS11 et KCS12. La figure 13 présente ces deux cycles. Ils comportent un système de récupération de chaleur sur la vapeur en sortie de turbine. Le type de fluide utilisé permet d'obtenir en sortie de turbine des températures suffisantes pour évaporer de manière partielle une partie du liquide. La fin de l'évaporation du fluide se fait au contact de la saumure issue du puits de production. La firme qui développe ces systèmes, EXERGY Inc. (U.S.A), indique qu'ils peuvent offrir un gain en rendement de plus de 50% par rapport à un cycle de Rankine conventionnel dont le principe date du début de ce siècle [5]. Cependant cette comparaison est faite entre deux types de cycles utilisant deux fluides différents. Le cycle de Rankine conventionnel utilise en effet de l'eau comme fluide de travail. Il sera intéressant de comparer les performances de ces cycles pour un même fluide.

Les systèmes de récupération de chaleur augmentent la complexité du cycle et restreignent le domaine de pression et de concentration pour lequel le cycle est réalisable de manière stable. Il ressort de l'étude réalisée par l'*Institut d'Energétique* de l'Université de Pérougia (Italie) que le cycle KCS12 n'est réellement utilisable que pour des températures de source chaude supérieures à 210°C [9]. Dans la présente étude la température de la source chaude doit pouvoir évoluer

entre 150°C et 220°C donc seul le cycle KCS11 sera modélisé. Ceci permettra d'avoir un premier aperçu des performances possibles pour ce type de technologie.

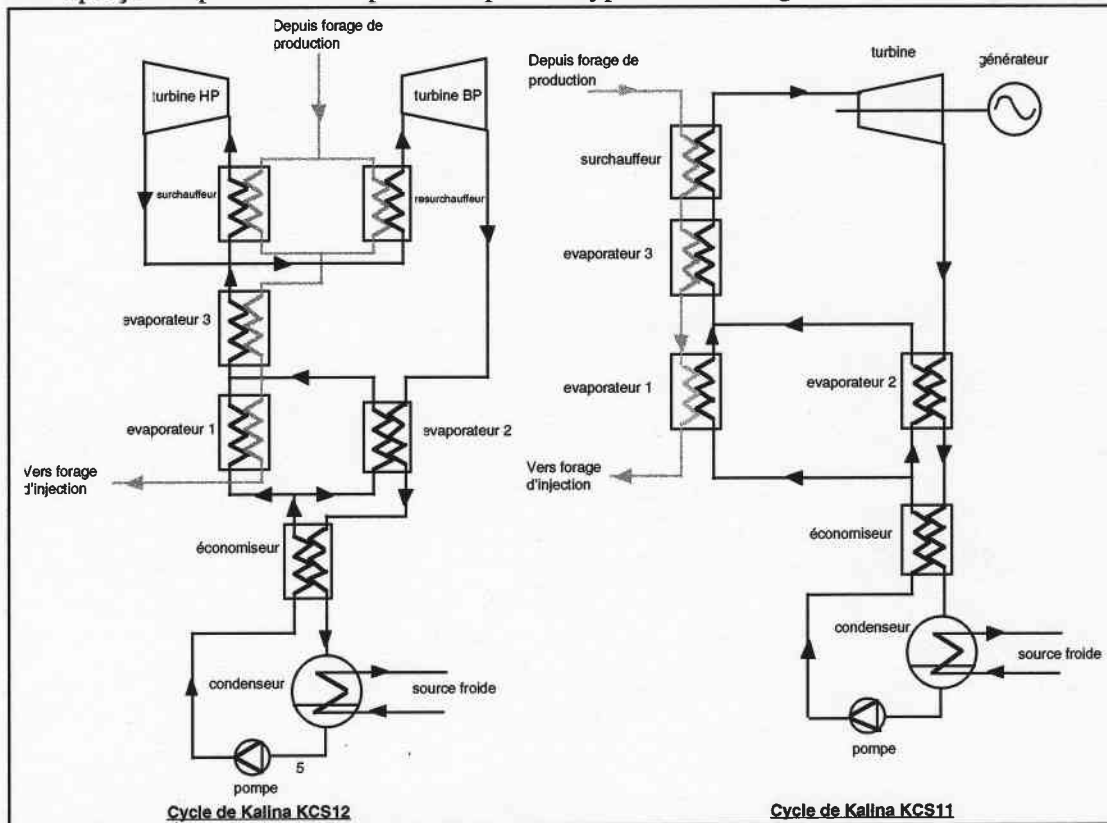


Figure 13 : Cycle de Kalina KCS12 et KCS11

3.4 Performance d'un cycle

Afin de comparer différentes solutions technologiques entre elles, on définit certaines grandeurs représentatives des performances d'un cycle. Celles qui sont principalement utilisées pour l'étude des centrales géothermiques sont le travail spécifique et le rendement énergétique. Certains cycles peuvent avoir dans certains domaines d'étude des évolutions opposées pour le travail spécifique et le rendement.

Travail spécifique

Bien que la chaleur de la terre soit renouvelable et gratuite, la rendre exploitable à la surface de la terre coûte en énergie. Le chapitre 2 de cette étude nous a permis de comprendre les paramètres qui influençaient cette dépense. Le principal paramètre qui permet de représenter les performances d'un cycle pour une centrale géothermique est donc son travail spécifique i.e la puissance électrique générée par le cycle par unité de débit massique de saumure issue du puits de production :

$$W_{sp} = \frac{P_{cycle}}{\dot{m}_{saumure}} \times 10^{-3} \quad (6)$$

avec

$\dot{m}_{saumure}$ = Débit de saumure issu du puits de production [kg/s]

P_{cycle} = Puissance électrique du cycle [W]

W_{sp} = Travail spécifique du cycle [kW/(kg/s)] ou [kJ/kg]

L'énergie électrique générée par le cycle est l'énergie obtenue en sortie de générateur moins l'énergie consommée par la pompe du cycle. On ne tient pas compte de l'énergie consommée par la pompe d'injection du circuit de production :

$$P_{cycle} = P_{générateur} - P_{pompe} \quad (7)$$

avec

$P_{générateur}$ = Puissance électrique en sortie de générateur [W]

P_{pompe} = Puissance électrique consommée par la pompe du cycle [W]

Rendement énergétique

Le rendement énergétique correspond au rapport de l'énergie électrique produite par le cycle sur l'énergie thermique apportée par la source chaude. Dans le cas de la géothermie la source chaude est la saumure issue du puits de production :

$$\eta = \frac{P_{cycle}}{\dot{Q}_{th}} \quad (8)$$

avec

η = Rendement du cycle [%]

\dot{Q}_{th} = Puissance thermique fournie par la source chaude [W]

Les principes de la thermodynamique indiquent que pour un cycle parfait dit de Carnot le rendement vaut :

$$\eta_c = \frac{T_{ch} - T_{fr}}{T_{ch} - T_0} \quad (9)$$

avec

T_{ch} = Température de la source chaude [K]

T_{fr} = Température de la source froide [K]

T_0 = Température absolue = 0 K

Pour une source chaude prise entre 150°C et 220°C, le rendement maximum η_c varie respectivement de 32% à 41.6%. La température de la source froide est prise à 15°C. Si on tient compte d'un écart minimum de 10°C entre la source chaude ou froide et le fluide de travail, les rendements sont respectivement de 29% et 38.3%. On comprend l'importance de l'étude du système de conversion de l'énergie thermique en énergie électrique car pour les températures considérées dans le cadre de cette étude, les rendements sont faibles.

3.5 Fluide de travail des cycles

Le fluide de travail utilisé pour une centrale électrique dépend essentiellement du domaine d'évolution de la température de la source chaude et de celle de la source froide. Par définition, un cycle de Rankine utilise de l'eau pure comme fluide et dans un cycle ORC, il est de type organique. L'utilisation d'un mélange binaire de fluides permet d'améliorer les performances du cycle en diminuant les pertes exergetiques entre la source chaude et le fluide du cycle. En effet le mélange de deux constituants dont les températures d'évaporation sont différentes, donne un mélange binaire non-azéotrope. Cela signifie que les températures d'ébullition et de rosée sont différentes. La température du mélange évolue entre ces deux températures durant l'évaporation du mélange. La figure 14 compare les diagrammes T-H de l'échangeur principal pour un mélange non-azéotrope et un fluide pur.

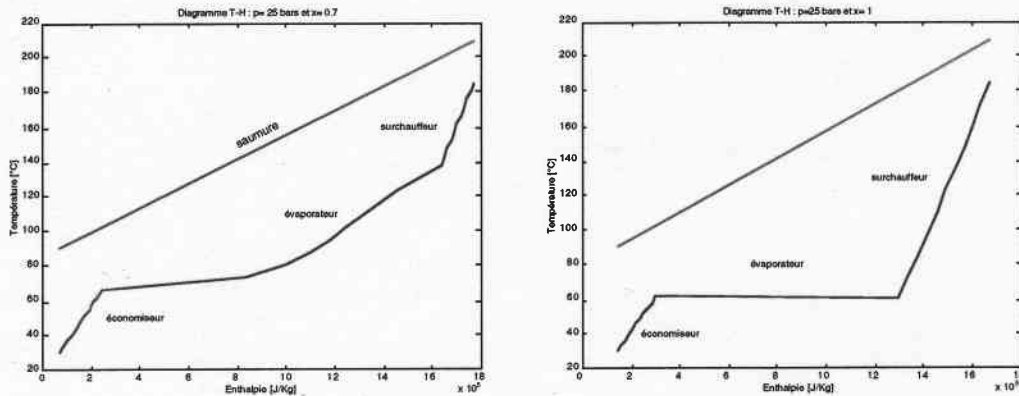


Figure 14 :Diagramme T-H pour un mélange eau-ammoniac (gauche) et pour de l'eau pure (droite)

Les fluides les plus étudiés actuellement pour des centrales géothermiques sont les mélanges eau-ammoniac, les hydrocarbures purs et les mélanges d'hydrocarbures. La modélisation des principales grandeurs thermodynamiques d'un fluide ou d'un mélange de fluides est longue et nécessite de nombreuses recherches. C'est pourquoi le choix a été fait d'étudier en détail les différents cycles uniquement pour un type de mélange. Le choix s'est porté sur les mélanges eau-ammoniac car les recherches actuelles les présentent comme très prometteurs. Cela permet également d'étudier les cycles de Kalina et de les comparer de manière objective aux différents cycles de Rankine.

Pour définir la concentration du mélange on utilise le rapport entre la masse d'ammoniac et la masse d'eau contenue dans une unité de masse du mélange :

$$x = \frac{M_{\text{ammoniac}}}{M_{\text{eau}}} \quad (10)$$

avec les masses en [kg] et x en %. Une concentration de 100% correspond à l'ammoniac pur tandis qu'une concentration de 0% correspond à l'eau pure.

Les principaux avantages des mélanges eau-ammoniac sont :

1. La masse molaire de l'ammoniac est proche de celle de l'eau (17g/mol contre 18 g/mol pour

- l'eau) ce qui permet l'utilisation de turbine classique développée pour la vapeur d'eau. Les mélanges d'hydrocarbures nécessitent des turbines spécialement développées pour le type de fluide utilisé. Elles sont donc plus onéreuses à puissance égale.
2. Il n'y a pas de problème de gel du fluide pour un grand domaine de concentration ce qui élimine les problèmes de démarrage et d'arrêt de la centrale en hiver,
 3. Pour des concentrations supérieures à 40%, la pression de condensation est supérieure à 1 bar ce qui empêche la succion d'air.
 4. Les coefficients de transfert sont plus élevés que pour des mélanges d'hydrocarbures pour tous les types d'échange : échangeur, évaporateur et condenseur [3][5].
 5. Les différents composants forment un mélange homogène sans stratification [4].
 6. Les applications dans l'industrie des mélanges eau-ammoniac sont nombreuses et les risques sont connus et maîtrisables [5]. L'ammoniac pur est classé parmi les substances dangereuses tandis que les mélanges aqueux de l'ammoniac ne le sont pas. Les fortes propriétés odorantes, irritantes et suffocantes dès les faibles concentrations font de l'ammoniac son propre agent d'alerte. Aucune personne ne rentrera spontanément dans un local qui contient une concentration dangereuse d'ammoniac.
 7. L'ammoniac est un produit écologique car il neutralise les polluants acides de l'air [5].
 8. Les métaux courants sont utilisables pour la centrale. Le seul matériau non utilisable est le cuivre et ses alliages.
 9. La large utilisation industrielle de l'ammoniac en fait un produit peu onéreux.

Température de rosée et d'ébullition

La figure 14 permet de comprendre l'importance des températures de rosée et d'ébullition du mélange. La performance des échanges dépend entre autres des valeurs de ces deux grandeurs pour un cycle donné. Ces températures dépendent de la pression et de la composition du mélange comme le montre la figure 15.

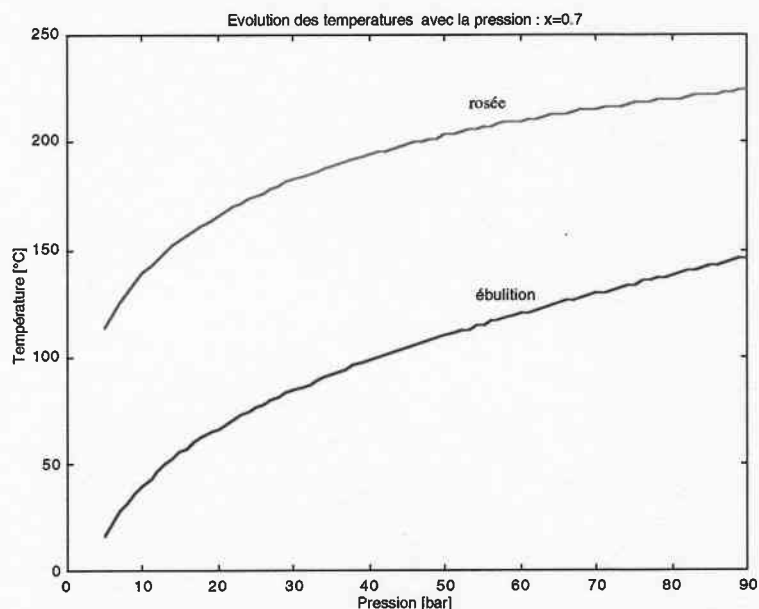


Figure 15 : Températures d'ébullition et de rosée pour une concentration de 70%

Pour une composition et une pression données il est obligatoire que la température de la source chaude soit supérieure à celle de rosée pour que l'évaporation complète du mélange puisse se

faire. Ainsi pour une composition de mélange fixée et une température donnée, la pression doit rester inférieure à un maximum. La figure 16 représente l'évolution de cette pression maximale en fonction de la température pour trois concentrations différentes.

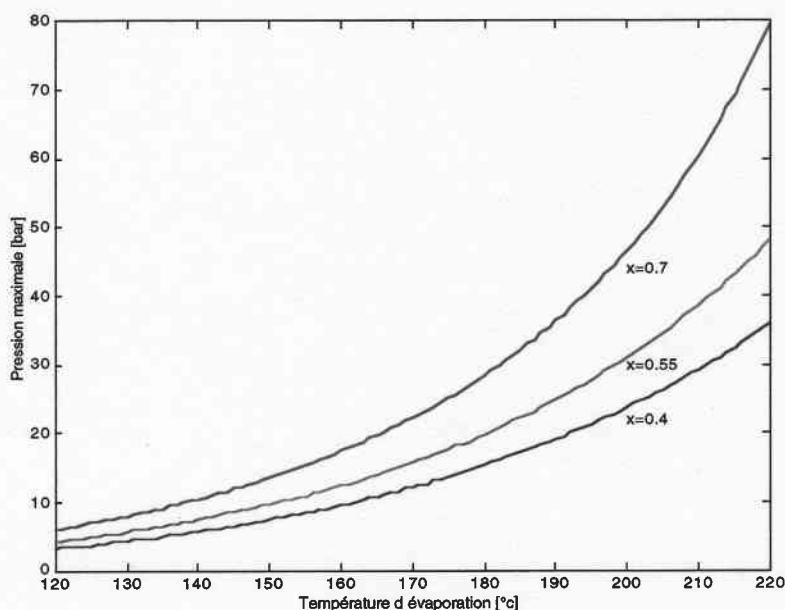


Figure 16 :Evolution de la pression maximale en fonction de la température pour une concentration de 40%, 55% et 70 %

La pression maximale augmente avec la température et avec la concentration. Ainsi pour de faibles températures, il est nécessaire d'avoir une forte concentration pour pouvoir utiliser des pressions intéressantes pour le cycle. Cette pression maximale représente un maximum pour la pression haute du cycle qui est un facteur important pour les performances d'un cycle. La température en abscisse ne représente pas la température de la source chaude mais la température du fluide en sortie d'échangeur. La différence entre ces deux températures est le pincement du surchauffeur. C'est une constante qui est définie plus précisément dans le chapitre 3.5.3.

Température de condensation

La température de la source froide et la dimension de l'échangeur imposent la température de condensation. Ainsi pour un mélange donné la pression de condensation qui correspond à la pression de sortie du condenseur est imposée par la température de condensation. La figure 17

présente l'évolution des pressions de condensation en fonction de la concentration pour trois températures de condensation différentes.

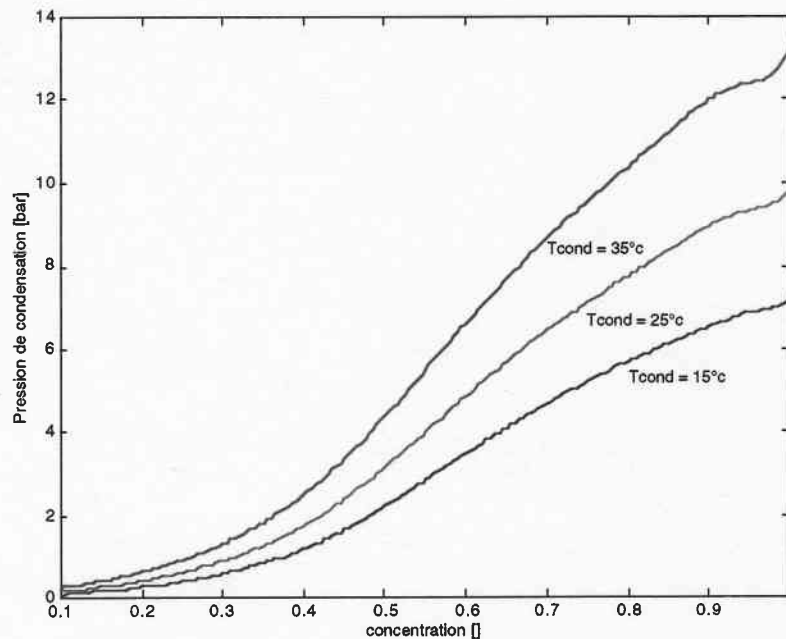


Figure 17 : Evolution de la pression en fonction de la concentration pour une température de condensation de 15°C, 25°C et 35°C

La pression de condensation dépend fortement de la concentration et de la température de condensation, et augmente rapidement avec l'augmentation de ces deux grandeurs. La température de condensation n'est pas à confondre avec la température de la source froide. La différence entre les deux est une constante qui dépend de la dimension du condenseur. Pour plus de détails se reporter au chapitre 3.6.4.

3.6 Modélisation thermodynamique

3.6.1 Turbine à vapeur et générateur

La turbine permet de transformer l'énergie thermique acquise par le fluide dans l'échangeur principal en énergie mécanique. Cette dernière sera transformée en énergie électrique par le générateur. Les turbines considérées dans ce travail sont des turbines à condensation de petites tailles. La puissance n'excède pas 10MW. La détente à travers les différents étages de la turbine fait passer la vapeur de la pression haute du cycle (pression de sortie de l'échangeur principal) à la pression de condensation. Le rendement isentropique de cette détente est fixé à 80%. La turbine et le générateur sont considérés comme adiabatique et le rendement mécanique-électrique entre les deux est pris égal à 96%.

Vapeur humide

La vapeur qui sort de turbine peut dans certaines conditions être humide. Dans ce cas, la perte de rendement de la turbine est modélisée par une corrélation développée par [Pelster, 1998]

[10]. L'équation 11 permet le calcul de la perte de rendement due à la présence d'humidité en fonction du pourcentage de vapeur (x_{vap}) en sortie de turbine.

$$\eta_{perdu} = 4.536 \cdot (1 - x_{vap})^2 + 0.0367 \cdot (1 - x_{vap}) \quad (11)$$

La figure 18 trace la courbe de la perte de rendement en fonction du taux d'humidité.

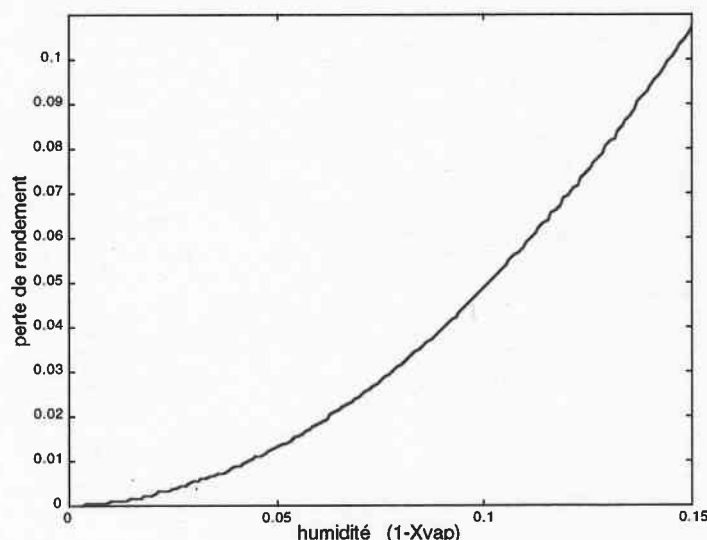


Figure 18 : Perte de rendement en fonction du taux d'humidité

Le taux de vapeur sèche doit rester supérieur à 85% car en dessous de cette vapeur les aubes du dernier étage de la turbine subissent une usure trop importante pour que cela soit envisageable. Dans le cas limite (15% d'humidité), le rendement de la turbine est diminué de 10.7% et vaut 69.3%.

3.6.2 Pompe

La pompe permet de mettre sous pression le liquide issu du condenseur. Le liquide passe de la pression de condensation à la pression haute du cycle (augmentée des pertes de charge de l'échangeur principal). Son rendement isentropique est supposé égal à 90%. Elle est entraînée par un moteur électrique et le rendement électrique-mécanique est de 96%. La pompe est considérée comme adiabatique.

3.6.3 Echangeur de chaleur

Un échangeur permet de faire passer une énergie thermique d'un fluide chaud à un fluide froid. Dans notre application le fluide de travail peut être à l'état liquide, vapeur ou dans un état intermédiaire tandis que la saumure est toujours à l'état liquide. Les échanges se font soit entre la saumure et le fluide de travail (récupérateur de chaleur ou échangeur principal), soit entre le fluide de travail et lui même (échangeur interne ou régénérateur) soit entre le fluide de travail et la source froide (condenseur). Le modèle d'échangeur utilisé est gouverné par l'équation du

bilan d'énergie (équation 12) appliquée à chaque fluide. Les pertes thermiques vers l'extérieur et les irréversibilités par dissipation visqueuse sont supposées négligeables.

$$\dot{Q}_{\text{échangeur}} = [\dot{m}_{ch} \cdot (h_{e_ch} - h_{s_ch})] = [\dot{m}_{fr} \cdot (h_{s_fr} - h_{e_fr})] \quad (12)$$

avec

$\dot{Q}_{\text{échangeur}}$ = Puissance thermique échangée entre les deux fluides [W]

\dot{m}_{ch} = Débit du fluide chaud [kg/s]

\dot{m}_{fr} = Débit du fluide froid [kg/s]

h_{e_ch} = Enthalpie d'entrée du fluide chaud [J/kg]

h_{s_ch} = Enthalpie de sortie du fluide chaud [J/kg]

de même l'indice e_fr et s_fr indique l'entrée et la sortie du fluide froid.

Pour tous les échangeurs, les pertes de charges sont estimées à 4% de la pression en entrée et les pincements sont fixés à 10°C.

Récupérateur de chaleur

La saumure qui provient du puits de production est utilisée comme source chaude pour le cycle et sert à générer la vapeur pour la turbine. L'échange d'énergie thermique entre la saumure et le fluide de travail se fait dans le récupérateur. Il se compose de trois parties : un économiseur, un évaporateur et un surchauffeur (cf. figure 19).

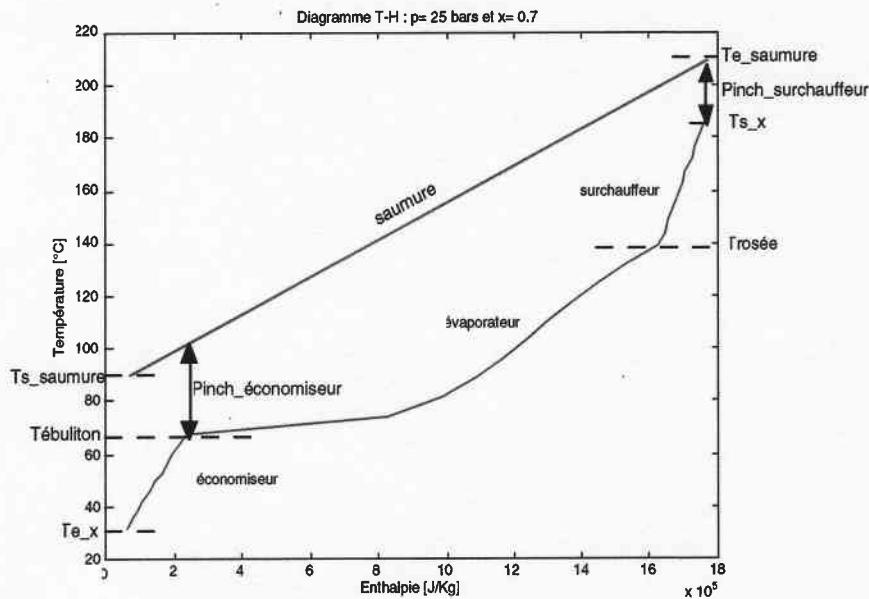


Figure 19 : Diagramme T-H du récupérateur de chaleur

Toutes les grandeurs présentes dans la figure 19 permettent de caractériser le récupérateur de chaleur. Cependant elles sont souvent liées entre elles et un nombre minimum de variables permet de définir l'ensemble du récupérateur. Un modèle mathématique de récupérateur de chaleur

a été créé pour résoudre le système. Le tableau 4 récapitule les différentes grandeurs qui caractérisent le récupérateur.

Tableau 4: Récupérateur de chaleur

Variable	Commentaire	Dimensions
T_{e_x}	Température d'entrée du fluide de travail	[K]
T_{e_ch}	Température d'entrée de la saumure	[K]
T_{s_x}	Température de sortie du fluide de travail	[K]
T_{s_ch}	Température de sortie de la saumure	[K]
$\dot{m}_{saumure}$	Débit de la saumure	[kg/s]
Pinch_économiseur	Pincement entre la composite chaude et la composite froide pour l'économiseur	[K]
Pinch_surchauffeur	Pincement entre la composite chaude et la composite froide pour le surchauffeur	[K]
P	Pression haute du cycle	[Pa]
x	Concentration du mélange	[]
\dot{m}_x	Débit de fluide de travail	[kg/s]
$\dot{Q}_{récupérateur}$	Puissance échangée	[W]

3.6.4 Condenseur

Dans la production d'énergie, et dès que les puissances atteignent quelques dizaines de mégawatts, la source froide est de l'eau. Elle provient soit d'une rivière, soit d'un circuit fermé refroidi par un réfrigérant atmosphérique. Pour des raisons de disponibilité d'eau à proximité de la centrale, l'air peut également être utilisé comme source froide. L'économie d'eau réalisée avec un aérocondenseur par rapport à une tour humide peut atteindre 3 millions de mètre cube par année pour une centrale de 15MW [7].

Les performances des cycles dépendent fortement de la température de la source froide. Ce phénomène est accentué pour des installations utilisant des sources chaudes à faible température. Dans cette étude nous étudierons les performances des différents cycles pour des condenseurs à air appelés aérocondenseur, pour des condenseurs utilisant une circulation forcée d'eau et pour des condenseurs de type mixte. L'écart entre la température de la source froide et celle de condensation est fixé à 10°C.

Aérocondenseur

Avec ce type de condenseur la source froide est l'air ambiant. Cet air est acheminé de bas en haut à travers les espaces inter-tubulaires au moyen de gros ventilateurs entraînés par des moteurs électriques. Ces derniers sont équipés d'une électronique de puissance permettant de moduler la vitesse pour régler la pression du condenseur. La température de l'air utilisé pour cette étude est celle de Bâle. Le tableau 5 récapitule les températures moyennes pour chaque mois de l'année.

Tableau 5: Température de l'air dans la région de Bâle

janvier	février	mars	avril	mai	juin	juillet	août	septembre
2.2°C	2.8°C	7.1°C	10.3°C	14.5°C	17.4°C	20.7°C	20.3°C	16.5°C
octobre	novembre	décembre	moyenne : 11.2°C					
11.8°C	6.4°C	3.9°C						

Ce type de condenseur offre l'avantage de ne pas consommer d'eau mais il est souvent bruyant et consomme une puissance électrique non négligeable. Le calcul de cette puissance est lié au dimensionnement du condenseur et aux propriétés d'échange du fluide. Une étude thermoéconomique permettrait de prendre en compte cet aspect.

Condenseur à circulation forcée d'eau

Pour ce type de condenseur, la source froide est l'eau du Rhin directement utilisée pour condenser le mélange puis rejetée dans le fleuve. Le tableau 6 récapitule les températures moyennes du Rhin pour chaque mois de l'année.

Tableau 6: Température du Rhin

janvier	février	mars	avril	mai	juin	juillet	août	septembre
5.0°C	5.0°C	6.5°C	8.9°C	12.7°C	15.9°C	18.9°C	19.8°C	17.4°C
octobre	novembre	décembre	moyenne : 11.7°C					
13.7°C	9.5°C	6.4°C						

Condenseur mixte

Une solution technologique est proposée par la firme Exergy [5] pour utiliser au mieux les avantages de ces deux sources froides pour des mélanges eau-ammoniac. Deux systèmes de vannes permettent de modifier l'ordre de passage du mélange dans le condenseur à air et dans le condenseur à eau. En hiver, quand la température de l'air est inférieure à celle de l'eau, le mélange passe en premier dans le condenseur à eau puis dans l'aérocondenseur. En été, l'eau est à une température plus basse que l'air et le mélange passe en premier dans l'aérocondenseur puis dans le condenseur à eau (figure 20). La température de la source froide est toujours la température la plus basse entre celle de l'eau et celle de l'air. Ce type de système permet d'exploiter les tem-

pératures négatives de l'air en hiver sans risque de dommages causés par le gel. En effet, les mélanges eau-ammoniac gèlent à des températures fortement négatives.

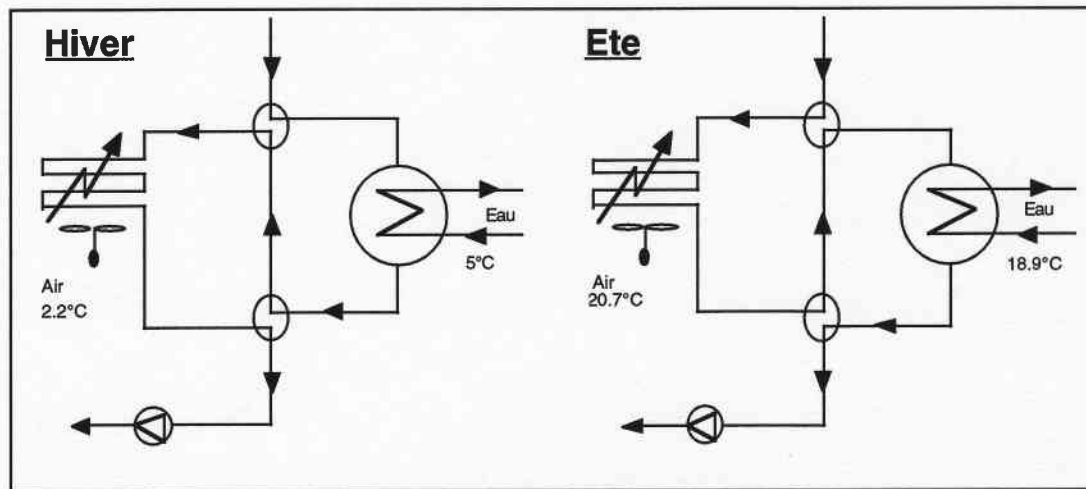


Figure 20 : Condenseur mixte

3.7 Résultats

Les trois cycles présentés dans les chapitres 3.1 à 3.3 permettent de transformer l'énergie thermique en énergie électrique. Les performances obtenues pour chacun d'entre eux dépendent de nombreux facteurs qui peuvent parfois varier dans le temps à plus ou moins grande échelle. En effet, dans le cas d'un condenseur à air, la température de la source froide peut varier au cours de la journée. En revanche la température de réservoir varie au cours des années. Elle reste constante les premières années puis diminue rapidement.

Dans un premier temps nous considérerons la température de la source froide constante et égale à 15°C. La saumure est produite à une température évoluant entre 220°C et 150°C. Enfin, dans le but de pouvoir comparer les cycles entre eux nous prendrons les pincements des différents échangeurs tous égaux à 10°C. Le choix des pincements a beaucoup d'influence sur les performances des cycles mais leur détermination dépend d'optimisations thermoéconomiques qui ne sont pas prises en compte dans la présente étude.

3.7.1 Influence de la pression haute du cycle

A température et concentration constantes, son élévation est favorable au rendement mais d'une manière atténuée par l'accroissement du travail de pompage et, en outre, par la présence d'une plus forte humidité en fin de détente. Nous limiterons donc l'étude à une gamme de pression comprise entre 20 et 40 bars. Pour des pressions supérieures à 40 bars les coûts de réalisation de l'installation sont plus importants que le gain ne peut espérer l'être. En effet, la meilleure pression est, en définitif, celle qui conduit au prix de revient du kWh le plus faible. Les frais d'amortissement et d'entretien ne peuvent que croître avec l'augmentation de la pression, du fait d'une plus grande complexité du matériel. La pression retenue sera toujours inférieure à celle qui correspond à l'optimum théorique.

La figure 21 présente l'évolution du travail spécifique pour les trois cycles en fonction de la pression haute du cycle. La pression basse est fixée par la température de la source froide et par

la concentration du mélange. Dans le cas présenté, elle est de 7.8 bars. La température de la saumure est de 200°C en entrée de récupérateur. La concentration est fixée à 80% d'ammoniac.

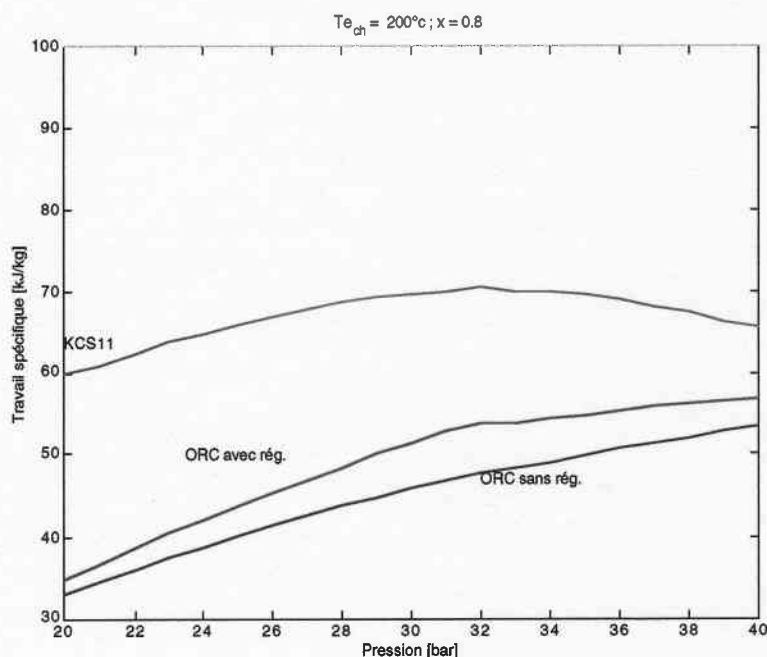


Figure 21 :Influence de la pression

Pour les cycles ORC avec et sans régénération, le travail spécifique augmente avec la pression et dépend fortement de ce paramètre. La courbe pour le rendement évolue de la même manière et atteint 11.2% et 13.2% respectivement pour le cycle ORC sans régénération et avec régénération à une pression de 40 bars.

Le régénérateur apporte un gain de travail spécifique maximum pour une pression de 32 bars. Au delà de cette pression, le gain apporté diminue car la température en sortie de régénérateur est trop élevée pour permettre à la saumure de sortir à la valeur limite fixée à 90°C. Entre 27 bars et 40 bars, la température de sortie de saumure passe de 90°C à 100°C. Cette légère baisse de gain peut laisser espérer de meilleures possibilités pour le chauffage à distance et permet au cycle avec régénérateur de ne pas être dépendant de la température minimale de sortie de la saumure pour de hautes pressions.

Pour le cycle KCS11, le travail spécifique est moins fortement dépendant de la pression et passe par un maximum pour une pression de 32 bars. Le rendement correspondant à ce maximum du travail spécifique est de 14.7%. Le fort pouvoir de régénération de ce cycle impose à la saumure une température de sortie de plus de 90°C dès la pression de 22 bars. Elle atteint 102°C à 40 bars. Ceci rend ce cycle peu dépendant de la température minimale de sortie de la saumure et permet également d'envisager l'addition d'un échangeur pour le chauffage à distance sur le circuit de production après le récupérateur.

3.7.2 Influence de la concentration du mélange

Le chapitre 3.4, permet de comprendre l'intérêt des mélanges binaires non azéotropes. Le fait de fonctionner à faible concentration limite la pression maximale de fonctionnement du cycle ce qui diminue les performances de ce dernier. Pour des températures de source chaude comprises entre 150°C et 220°C, des pressions comprises entre 20 et 40 bars, le domaine sur lequel la concentration peut évoluer et donne des résultats intéressants va de 60 % à 100% d'ammoniac.

La figure 22 représente l'évolution du travail spécifique avec la concentration pour les trois types de cycle. La source chaude est à 200°C et la pression est fixée à 33 bars.

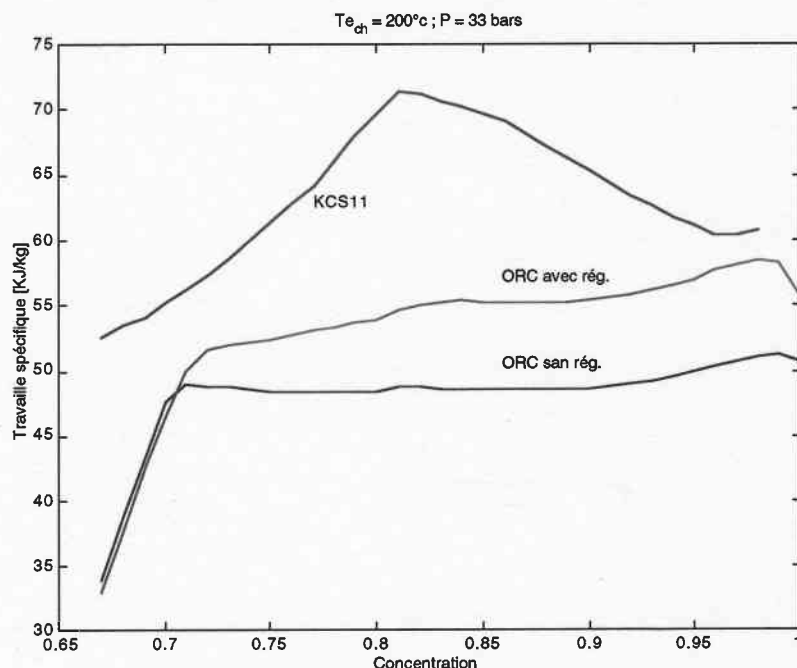


Figure 22 : Influence de la concentration

On remarque que les trois cycles passent par un maximum sur le domaine utilisé. Cependant ces maxima correspondent à des concentrations différentes suivant le cycle considéré. La diminution de la concentration augmente la température en sortie de turbine de la vapeur ce qui favorise le pouvoir de régénération. Ainsi la concentration optimale diminue avec l'augmentation du pouvoir de régénération du cycle.

L'optimum du travail spécifique, pour une pression donnée, augmente avec le pouvoir de régénération du cycle. Ainsi le cycle KCS11 donne un travail spécifique de 71.4 kJ/kg, soit 22% supérieur à celui du cycle avec régénération et 39.5% supérieur au cycle ORC simple.

3.7.3 Optimisation de la pression et de la concentration

L'analyse de l'influence de la pression et de la concentration montre que pour des conditions de températures de source chaude et de source froide données, il existe un optimum de la concentration et de la pression qui permet d'obtenir le meilleur travail spécifique possible. La comparaison des cycles pour une même pression ou une même concentration ne permet pas de réelle conclusion en terme de travail spécifique car les valeurs optimales de pression et de concentration sont différentes suivant le cycle considéré. Un cycle avec régénération doit, par exemple, avoir une température de sortie de turbine suffisante pour avoir un taux de régénération le plus élevé possible sans pénaliser la puissance de la turbine.

Les figures 24 et 23 présentent l'évaluation du travail spécifique optimal pour une source froide à 15°C et une source chaude de 150°C, 175°C, 200°C et 220°C. La pression a été optimisée par dichotomie sur le domaine 20 bars - 40 bars.

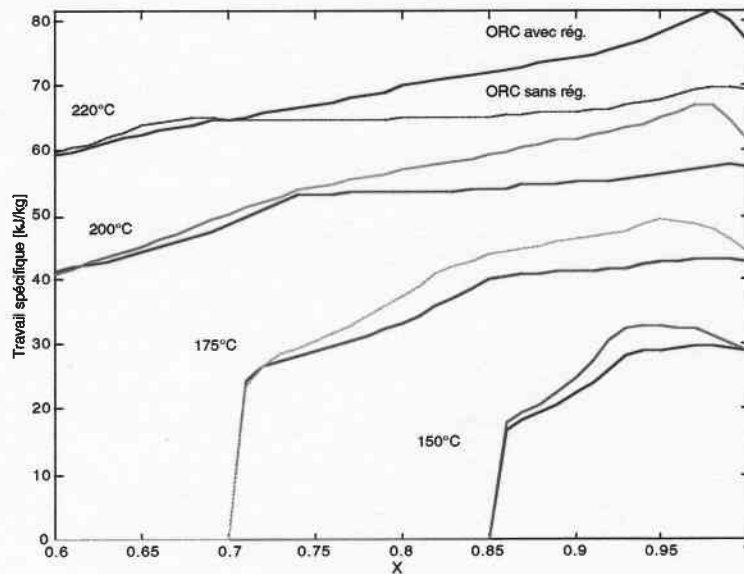


Figure 23 :Optimum pour les cycles ORC avec et sans régénération.

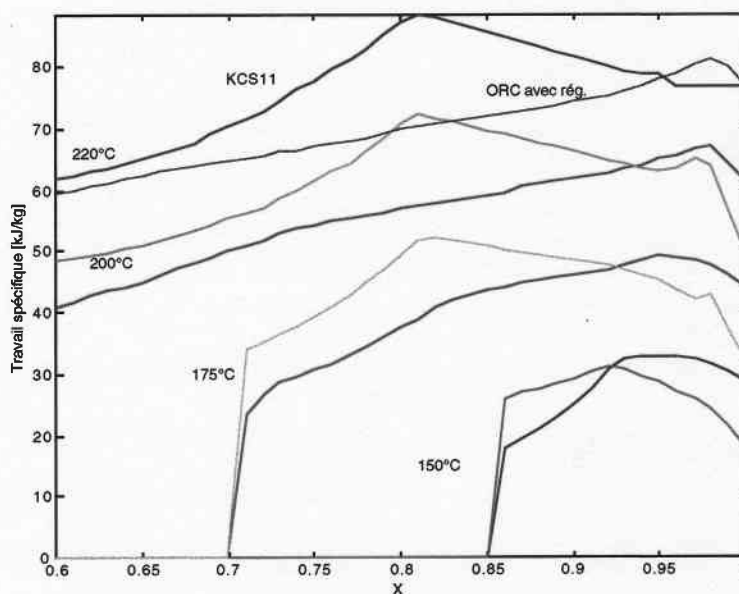


Figure 24 :Optimum pour les cycles ORC avec régénération et KCS11.

Le cycle ORC avec échangeur interne présente un maximum toujours supérieur à celui du cycle ORC simple (figure 23) mais on remarque que ces optima correspondent à des concentrations différentes. La concentration optimale du cycle ORC simple est de 98% indépendamment de la température de la source chaude tandis que celle du cycle avec régénération diminue avec la

baisse de la température de la source chaude. Pour de faibles températures, il est nécessaire de favoriser la régénération ce qui traduit par une concentration optimale plus faible. Cette concentration optimale varie entre 95% et 98 % quand la température de la source chaude passe de 150°C à 220°C.

Pour le cycle KCS11, la concentration optimale est constante et égale à 80% tant que la température de la source chaude est suffisamment élevée. Dès que cela n'est plus possible les performances du cycle sont plus faibles que celle du cycle ORC avec régénérateur. Il apparaît donc que ce type de technologie n'est envisageable que dans le cas où la source chaude est à une température dépassant 170°C.

Pour les cycles ORC, la pression optimale est toujours la pression maximale autorisée par la concentration et la température de la source chaude jusqu'à ce qu'elle atteigne la limite de 40 bars. En revanche l'optimum de pression pour le cycle KCS11 se situe entre 30 et 35 bars.

3.7.4 Influence de la température de la source froide

Les performances d'un cycle dépendent fortement de la température de la source froide. La figure 25 montre l'évolution des performances des différents cycles pour 3 températures de sources chaudes.

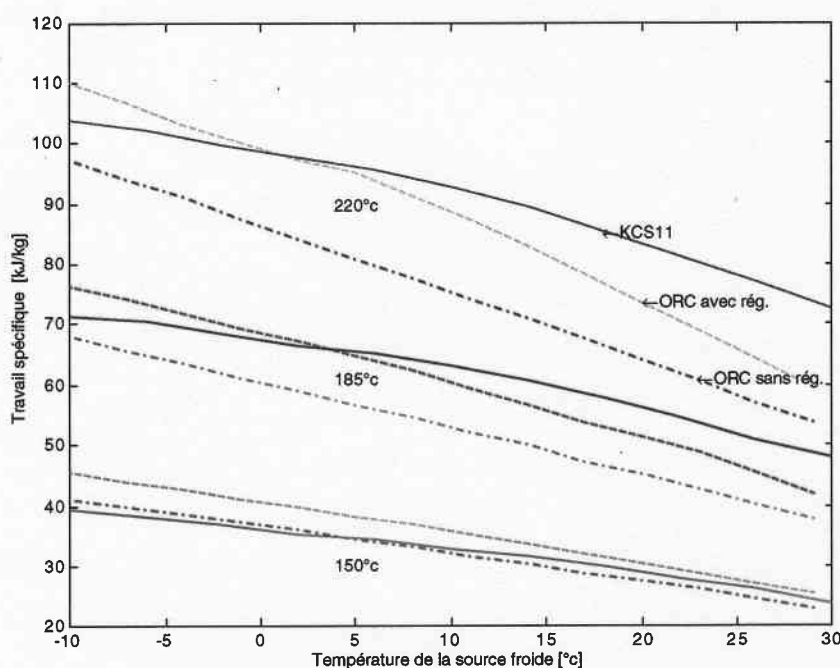


Figure 25 :Influence de la température de la source froide

Pour chaque point de cette figure la concentration et la pression ont été calculées de manière à obtenir les performances optimales de chaque cycle.

Pour les cycles ORC avec et sans régénération, la pression optimale est toujours la pression maximale tolérée pour cette étude : 40 bars. La concentration optimale est faiblement dépendante de la température de la source chaude et fortement dépendante de celle de la source froide. Lorsque la source froide évolue entre -10°C et +30°C, la concentration optimale passe de 90% à 98% pour un cycle ORC avec régénérateur et une source chaude à 185°C.

La température de la source froide dépend du choix du site d'installation de la centrale et du type de condenseur. Elle a une forte influence sur les performances de la centrale. Pour le cycle ORC simple, le passage d'une source froide à -10°C à une source froide à 30°C fait diminuer de 45% les performances optimales des cycles.

On remarque que pour de très basses températures de la source froide, la pression de condensation baisse fortement ce qui a pour conséquence d'augmenter les performances du cycle mais aussi de diminuer la température de sortie de turbine du mélange. Ceci a pour inconvénient de diminuer le taux de régénération et d'abaisser la pression maximale de fonctionnement du cycle KCS11. Il en devient moins performant que les deux autres cycles qui peuvent fonctionner à la pression maximale autorisée. Le cycle KCS11 n'est donc pas à privilégier pour les zones froides avec des aérocondenseurs.

On retrouve l'augmentation des écarts entre les cycles avec l'augmentation de la température de la source chaude de la même manière que sur les figures 23 et 24.

Choix du type de condenseur

Pour comparer les différentes solutions on calcule l'énergie produite [kWh] par le cycle sur une année. La disponibilité est de 11 mois sur 12 (91.7%). On suppose que le mois prévu pour la maintenance et l'entretien de la centrale est le mois le plus chaud de l'année pour la source considérée. Pour le site de Bâle, ces hypothèses donnent une température moyenne de l'air pour l'année privée du mois de juillet de 10.3°C . Pour le Rhin, le mois le plus chaud est août et la température moyenne devient 10.9°C . Dans le cas où l'on ajuste au mieux entre l'air et l'eau, la température moyenne pour l'année privée du mois d'août passe à 9.7°C . Les tableaux 7, 8 et 9 donnent en million de kilowatt-heure l'énergie électrique produite par les différents cycles.

Tableau 7: Production annuelle avec aérocondenseur

Cycle	Température de source chaude		
	185°C	200°C	220°C
ORC simple	31.79	37.49	45.35
ORC avec Régénération	36.07	42.75	52.79
KCS11	37	44.72	54.92

L'énergie produite est donnée en million de kWh.

Tableau 8: Production annuelle avec circulation forcée d'eau

Cycle	Température de source chaude		
	185°C	200°C	220°C
ORC simple	31.51	37.17	44.74
ORC avec Régénération	35.79	42.50	52.39
KCS11	37.05	44.61	54.88

Tableau 9: Production annuelle avec un condenseur mixte

Cycle	Température de source chaude		
	185°C	200°C	220°C
ORC simple	32.08	37.83	45.76
ORC avec Régénération	36.44	43.11	53.24
KCS11	37.49	44.98	55.86

Une condensation par aérocondenseur donne de meilleurs résultats qu'une condensation par circulation forcée pour les cycles ORC. Le gain augmente avec la température de la source chaude et peut atteindre 0.61 million kWh pour une source chaude à 220°C. En revanche le cycle KCS11 donne des résultats très proches entre un condenseur à air et un condenseur à circulation forcée.

Les gains apportés par les aérocondenseurs sont à modérer par la consommation électrique de ces derniers. Ils consomment une quantité d'électricité non négligeable qui peut fortement diminuer le gain apporté par l'utilisation d'une source froide à faible température durant la saison hivernale. Le calcul de cette énergie consommée dépend de critères économiques et entrerait dans le cadre d'une étude thermoéconomique.

Le choix d'un condenseur mixte utilisant l'air et l'eau comme source froide permet un gain supérieur sur la production et diminue l'énergie électrique consommée par les ventilateurs des aérocondenseurs.

La solution utilisant une circulation forcée d'eau donne des résultats plus faibles de moins de 1% mais ne consomme pas d'énergie et a le coût de construction le plus faible des trois solutions. Il est cependant obligatoire de disposer d'une importante quantité d'eau ce qui impose un site proche du fleuve.

3.7.5 Adaptation de la concentration du mélange

La température de la source chaude varie sur des périodes suffisamment longues pour que l'on puisse adapter la concentration du mélange sans avoir de dispositif spécial. En revanche quand la source froide est l'air (aérocondenseur) sa température peut fortement varier au fil des jours. Il peut être intéressant de disposer d'un système de modification de la concentration qui adapterait cette dernière pour obtenir les performances optimales du cycle en fonction de la température de la source froide.

Comme le montrent les figures 23 et 24, les cycles avec récupération dépendent plus fortement de la concentration. Une faible variation de concentration pour le cycle KCS11 entraîne une plus grande variation de travail spécifique que pour le cycle ORC simple. Un nouveau calcul de production annuelle est réalisé pour les trois cycles avec adaptation de la concentration du mélange à la concentration optimale pour chaque mois de production. Les résultats sont comparés à ceux obtenus précédemment pour une composition fixe.

Avec un aérocondenseur ou un condenseur mixte, l'adaptation du mélange apporte un gain de production inférieur à **0.13 million de kWh** pour un cycle ORC simple. Pour une température de source chaude inférieure à 185°C, le gain est négligeable. En revanche pour un cycle avec

régénération, le gain est maximum pour une source chaude à 200°C et représente **0.69 million de kWh** tandis qu'il peut atteindre **0.72 million de kWh** pour un cycle KCS11.

L'intérêt de l'adaptation de la concentration du mélange diminue quand on utilise un condenseur à circulation forcée d'eau car la température d'une rivière subit des variations moins importantes que l'air au cours de l'année. Le gain apporté par l'adaptation de la composition diminue de 8% pour un cycle ORC avec régénération si l'on utilise l'eau du rhin comme source froide.

3.8 Paramètres de fonctionnement pour chaque cycle dans sa configuration optimale

Cycle ORC sans régénération

La figure 26 permet de visualiser les différentes températures et pressions pour tous les points du cycle ORC sans régénération.

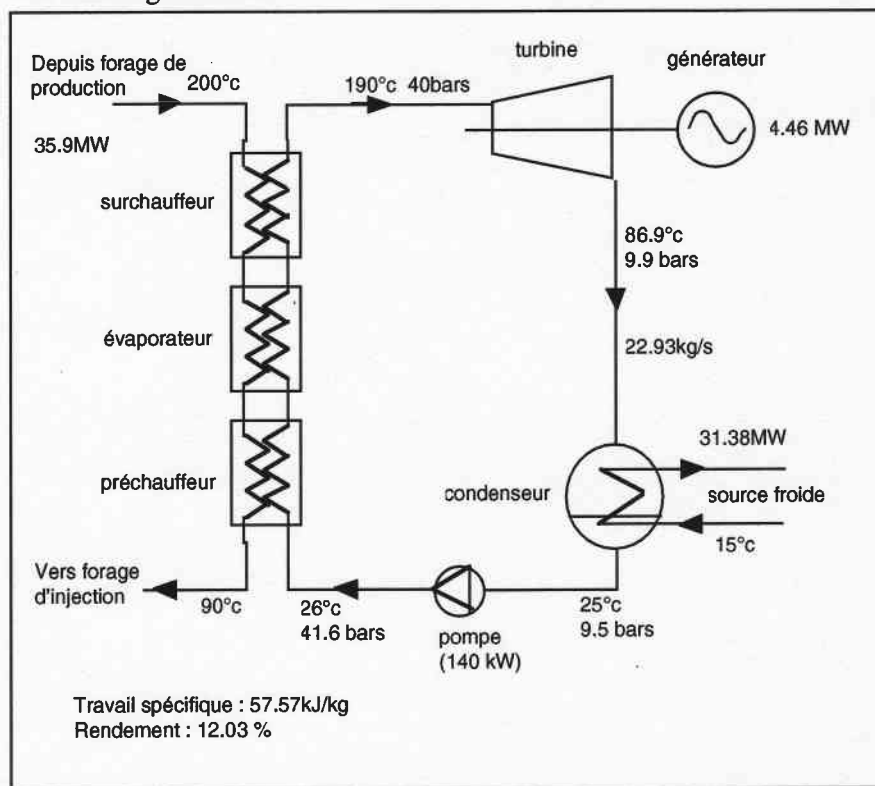


Figure 26 : Cycle ORC simple

Cycle ORC avec régénération

La figure 27 permet de visualiser les différentes températures et pressions pour tous les points du cycle ORC avec régénération.

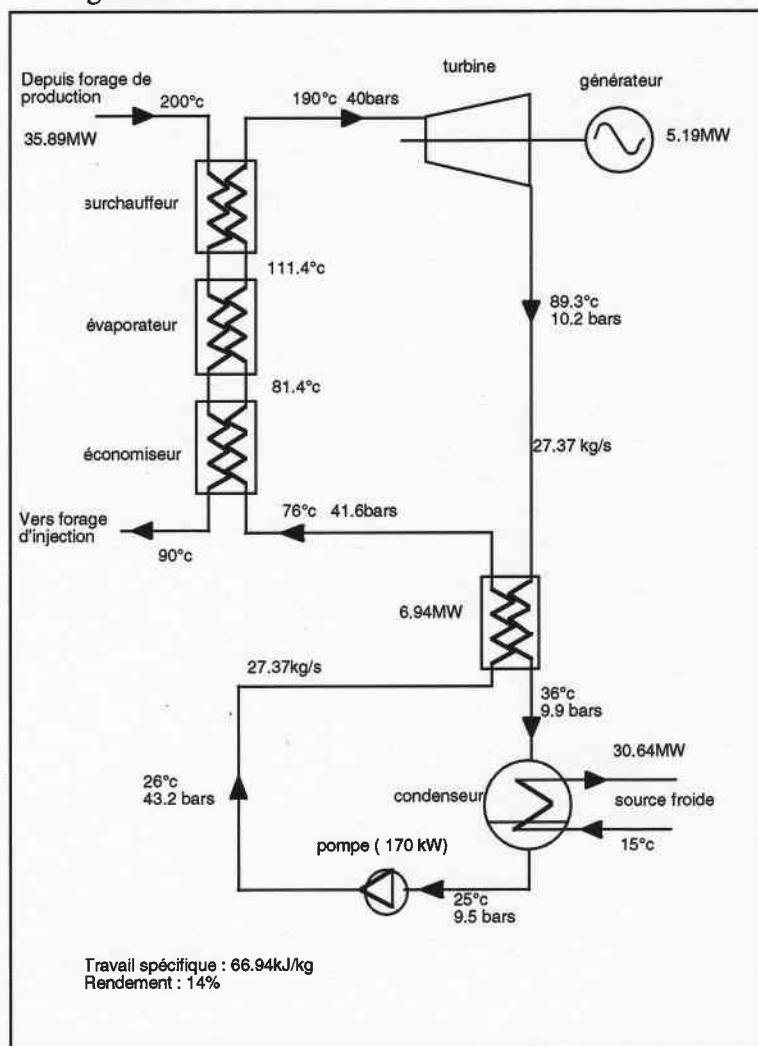


Figure 27 : Cycle ORC avec régénération

Cycle KCS11

La figure 28 permet de visualiser les différentes températures et pressions pour tous les points du cycle KCS11.

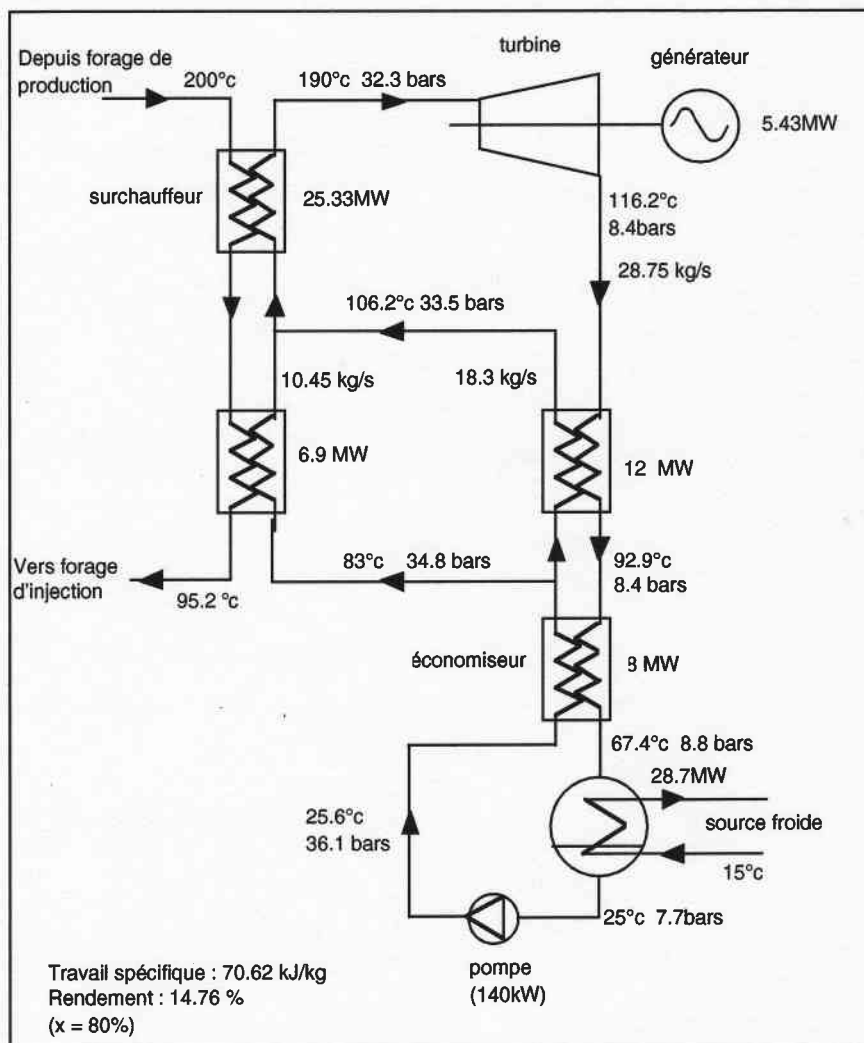


Figure 28 : Cycle KCS11

3.9 Conclusion sur la production d'électricité

Cette deuxième partie a permis de mettre en avant les domaines dans lesquels chaque cycle est le plus efficace du point de vue du travail spécifique. Le chapitre 3.7 présente les paramètres de fonctionnement pour chaque cycle dans la configuration qui lui est la plus favorable.

De manière générale l'écart entre les cycles augmente avec l'augmentation de la température de la source chaude.

Le cycle KCS11 permet d'obtenir les meilleurs résultats tant que la source chaude entre à une température supérieure à 170°C et tant que la source froide est supérieure à 5°C. Pour une source chaude à 200°C et une source froide à 15°C, le travail spécifique pour le cycle KCS11 vaut

70.62 kJ/kg et la puissance en sortie de génératrice est de 5.43 MW. C'est 22.7% de mieux qu'un cycle ORC simple et 5.5% de mieux qu'un cycle ORC avec régénération. Ce cycle a cependant l'inconvénient d'être très sensible aux températures de la source froide et de la source chaude ce qui limite son domaine d'utilisation. Il est également le plus complexe à réaliser ce qui influence directement son coût de construction.

Pour une source chaude comprise entre 150°C et 170°C, le cycle ORC avec régénération donne les meilleures performances quelque soit la source froide. Ce cycle est peu sensible à la température minimale de retour de la saumure tant que la source froide ne descend pas en dessous de 15°C.

Les performances du cycle ORC simple sont plus faibles que pour les autres cycles mais il offre l'avantage de n'être que faiblement sensible aux variations de concentration du mélange. De plus sa conception simple en fait le cycle pour lequel l'investissement initial est le plus faible.

Le choix du condenseur peut influencer les capacités de production annuelle des cycles. Le système de condenseur mixte permet un gain important sur la production annuelle d'électricité et permet de diminuer la part d'électricité consommée par les aérocondenseurs. Le choix d'un condenseur à circulation forcée d'eau est le plus économique mais permet d'obtenir une production électrique annuelle plus faible que celle obtenue avec un aérocondenseur. Une étude thermoéconomique permettrait de mettre en avant la configuration la plus avantageuse d'un point de vue économique.

L'adaptation de la concentration du mélange en cours de fonctionnement permet d'obtenir un gain substantiel pour les cycles ORC avec régénération. Ce gain est amplifié dans le cas où l'on utilise des aérocondenseurs. A nouveau le choix d'un tel dispositif dépend du surcoût qu'il entraînerait sur l'installation.

4. Cogénération

L'énergie géothermique est principalement utilisée de part le monde pour produire de l'électricité ou de la chaleur de manière séparée. Le but de ce chapitre est d'étudier les différentes façons de produire sur le même site et à partir de la même source chaude de l'énergie thermique et de l'énergie électrique. L'électricité est un vecteur d'énergie plus facilement exploitable à distance et au prix de vente plus intéressant que l'énergie thermique. Cependant l'efficacité de conversion du cycle ORC est d'environ 14% ce qui signifie que 86% de l'énergie thermique est rejetée à l'atmosphère. Une partie de cette énergie peut être récupérée et commercialisée. Ainsi dans le cas où la consommation d'énergie thermique est possible à proximité des forages géothermiques, il apparaît intéressant d'étudier la possibilité de production de ces deux types d'énergie de manière simultanée.

4.1 L'énergie thermique : chauffage à distance

L'énergie thermique que l'on considérera dans cette étude est de l'eau chaude utilisée pour un réseau de chauffage à distance. Dans notre cas l'eau de chauffage arrive à une température de 50°C et est chauffée jusqu'à une température de sortie qui dépend uniquement des possibilités du cycle. On peut estimer qu'en été l'eau arrive à une température plus élevée : 60°C. Le débit est adapté de manière à avoir un pincement constant le long de l'échangeur. Ce pincement est fixé à 10°C.

Travail spécifique équivalent

Pour comparer les différentes solutions technologiques entre elles, il est intéressant d'utiliser la notion de travail spécifique équivalent. Cette grandeur prend en compte l'énergie électrique ainsi que l'énergie thermique produites. On affecte d'un coefficient minorateur la puissance thermique de manière à exprimer le prix de vente plus faible de cette dernière. Ce coefficient est égal au rapport des prix de ventes entre l'énergie thermique et l'énergie électrique. On compare ainsi des solutions économiquement équivalentes du point de vue de la vente d'énergie.

$$W_{sp_équivalent} = \frac{P_{électrique} \times 10^{-3}}{\dot{m}_{saumure}} + \frac{P_{thermique}}{\dot{m}_{saumure}} \times \frac{C_{thermique}}{C_{électrique}} \times 10^{-3} \quad (13)$$

avec

$W_{sp_équivalent}$ = Travail spécifique équivalent [kW/(kg/s)]

$\dot{m}_{saumure}$ = Débit de saumure issu du puits de production [kg/s]

$P_{électrique}$ = Puissance électrique du cycle [W]

$P_{thermique}$ = Puissance thermique du cycle [W]

$C_{thermique}$ = Prix de vente de l'énergie thermique [CHF/kWh]

$C_{électrique}$ = Prix de vente de l'énergie électrique [CHF/kWh]

Le prix de vente est fixé à 0.06 CHF/kWh pour l'énergie thermique et à 0.16 CHF/kWh pour l'électricité.

4.2 Cycle ORC sans régénérateur

Le cycle ORC simple dispose en sortie de turbine d'une énergie importante. En moyenne, plus de 86% de l'énergie prise à la saumure est contenue dans le fluide de travail à la sortie de la turbine. Le fait de travailler avec des mélanges non-azéotropes permet à la vapeur de sortir à des températures très élevées. Pour une source chaude à 200°C, la vapeur sort de la turbine à 87°C.

Cette température diminue avec la diminution de la température de la source chaude mais vaut toujours 74°C pour une source chaude à 185°C .

Ainsi la solution retenue pour un cycle ORC simple est de placer l'échangeur pour le chauffage urbain entre la sortie de la turbine et le condenseur (figure 29). Le coût supplémentaire de l'installation est compensé en partie par la diminution de la taille du condenseur. Dans le cas où ce dernier est un aérocondenseur, la puissance électrique consommée par les ventilateurs est également diminuée.

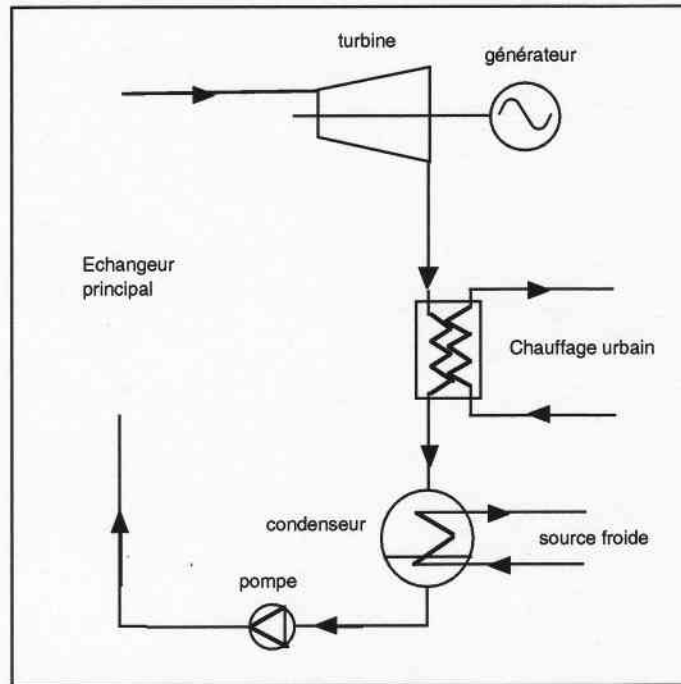


Figure 29 : Réseau de chauffage urbain

4.2.1 Performances thermique et électrique

Dans le chapitre 3, nous avons calculé la concentration et la pression haute du cycle pour obtenir un travail spécifique optimum i.e la puissance électrique la plus élevée possible. Il apparaît que l'optimum pour la puissance thermique est différent en ce qui concerne la concentration du mélange et la pression. En effet, la puissance thermique diminue légèrement avec l'augmentation de la pression et diminue fortement avec l'augmentation de la concentration.

L'influence de la pression va en sens opposé pour la puissance thermique et pour la puissance électrique mais elle est beaucoup plus grande pour la puissance électrique. C'est pourquoi la pression optimale pour le travail spécifique équivalent est la même que pour le travail spécifique.

La figure 30 présente l'évolution des performances thermique et électrique pour un cycle ORC simple en fonction de la température de la source chaude. Ces performances sont celles obtenues après optimisation du travail spécifique équivalent avec un rapport de prix de vente des

énergies de 6/16. La température de la source froide est fixée à 15°C et les pincement sont de 10°C.

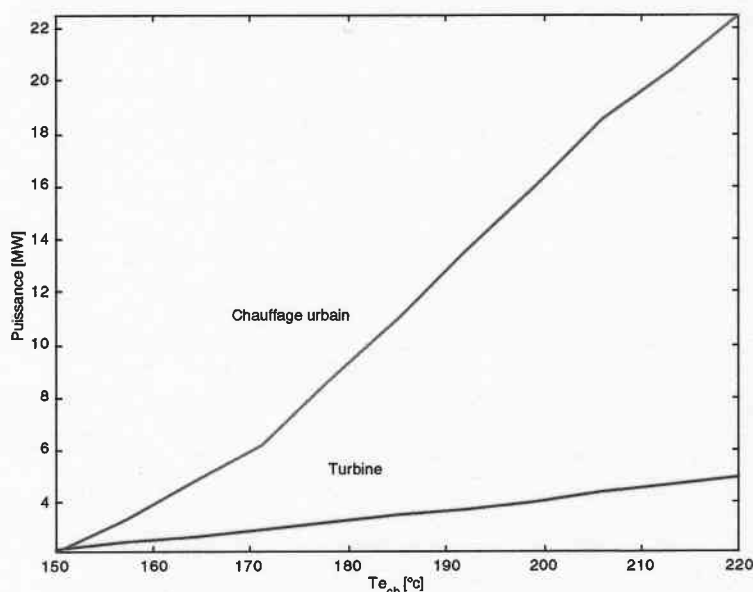


Figure 30 : Optimum du travail spécifique équivalent

La concentration du mélange évolue entre 67% et 93% pour des températures de source chaude respectives de 220°C et 150°C. Pour les faibles températures de source chaude, la puissance thermique disponible est très faible et la concentration optimale est proche de celle correspondant à la puissance électrique optimale. En revanche, dès 185°C la concentration optimale se rapproche de celle correspondant à la meilleure puissance thermique. L'écart de grandeur entre les deux puissances est tel que c'est la puissance thermique qui prédomine pour l'optimisation. La comparaison entre les optima pour le travail spécifique et les optima pour le travail spécifique équivalent est faible pour la puissance électrique mais est très importante pour la puissance thermique. Pour une source chaude à 200°C, l'optimisation du travail spécifique équivalent engendre une perte de 8% pour la puissance électrique par rapport au cas optimal tandis que la puissance thermique est multipliée par 10.

En été, on estime que la source froide est plus chaude ce qui a pour effet d'augmenter la pression de condensation et donc la température en sortie de turbine. La puissance thermique s'en trouve augmentée. Cependant on estime que la température d'entrée de l'eau du réseau de chauffage à distance est de 60°C ce qui tend à diminuer la puissance thermique transférée. Le bilan de ces deux points indique que la puissance thermique disponible augmente de 3% en été. Si la température de l'eau reste à 50°C, l'augmentation est de 18%.

4.3 Cycle avec régénération et KCS11

Le cycle ORC avec régénérateur ainsi que le cycle KCS11 utilisent l'énergie de la vapeur en sortie de turbine pour préchauffer le liquide issu du condenseur. L'analyse des températures en sortie de régénérateur montre que pour ces deux cycles il n'est plus possible de prélever de la chaleur pour le réseau de chauffage à distance entre le régénérateur et le condenseur. En revanche, le fait de préchauffer le liquide permet d'obtenir en sortie d'échangeur principal une saumure à une température plus élevée que pour le cycle ORC simple. L'échangeur pour le réseau

de chauffage à distance sera donc placé en sortie d'échangeur principal (cf. figure 31). Cette disposition de l'échangeur ne modifie pas le cycle.

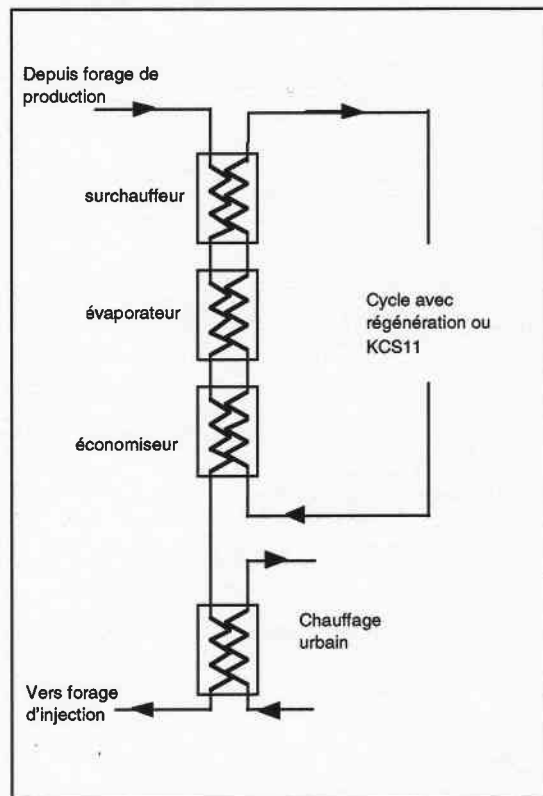


Figure 31 :Position de l'échangeur pour le réseau de chauffage urbain

4.3.1 Performances thermique et électrique

Le figure 32 présente l'évolution des performances thermique et électrique pour les deux cycles considérés dans ce paragraphe en fonction de la température de la source chaude. Ces performances sont celles obtenues après optimisation du travail spécifique équivalent avec un rapport

de prix de vente des énergies de 6/16. La température de la source froide est fixée à 15°C et les pincements sont de 10°C.

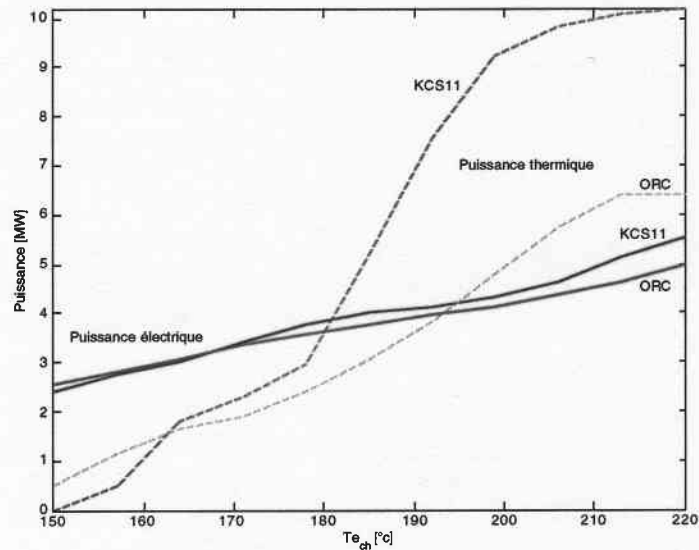


Figure 32 : Optimum du travail spécifique équivalent

Pour des températures de source chaude inférieures à 170°C, le cycle KCS11 a des performances plus faibles que le cycle ORC avec régénération. Dans ce domaine, la puissance thermique disponible est très faible et l'optimisation donne des résultats très proches de ceux rencontrés dans l'étude de l'énergie électrique seule (cf. chapitre 3).

Pour des températures de source chaude plus élevées, la puissance électrique est plus importante pour le cycle KCS11 et la puissance thermique est nettement supérieure.

Les cycles ORC avec et sans régénération ont des puissances électriques proches sur tout le domaine de température de la source chaude mais la puissance thermique disponible est nettement supérieure pour le cycle sans régénération. Elle est plus de trois fois plus importante pour des températures de source chaude supérieures à 185°C.

Le cycle KCS11 dispose d'une puissance électrique supérieure en moyenne de 10% au cycle ORC. La puissance thermique, bien qu'elle soit toujours supérieure à celle du cycle sans régénération, reste proche de la moitié de celle disponible pour le cycle ORC simple. L'écart est le plus faible quand la source chaude est proche de 190°C mais reste toujours plus faible de 33%. Ce cycle permet cependant de fournir une énergie thermique à une température plus haute de 10°C à 30°C que celle issue du cycle ORC simple.

Avec une source chaude à 200°C, le travail spécifique équivalent atteint respectivement 104.3kJ/kg, 77.5 kJ/kg et 132.6 kJ/kg pour le cycle KCS11, ORC avec régénération et ORC simple.

Influence de la température du réseau de chauffage à distance

La position de l'échangeur pour le chauffage à distance permet, avec un cycle KCS11, d'obtenir un chauffage de l'eau à une température supérieure de 10°C à 30°C pour rapport au cycle ORC simple. Le gain est moitié moindre dans le cas d'un cycle ORC avec régénération.

La température d'entrée de l'eau du chauffage à distance n'influence pas les performances thermiques du cycle KCS11 ni du cycle ORC avec régénération tant qu'elle reste inférieure à 80°C. Seule la dimension et donc le prix de l'échangeur sont influencés par ce paramètre.

Influence de la température de la source froide

L'influence de la température de la source froide sur le travail spécifique équivalent est plus faible que celle sur le travail spécifique décrit au chapitre 3.6.4. La production d'électricité augmente quand la source froide diminue tandis que la production de chaleur diminue. La concentration optimale s'en trouve modifiée en fonction de la température de la source froide. On observe une plus faible influence de la température de la source froide sur la puissance thermique que sur la puissance électrique. Le travail spécifique équivalent augmente de 14% quand la source froide évolue de 5°C à 25°C. Ceci reste valable indépendamment de la température d'entrée de l'eau du réseau de chauffage à distance.

Influence de la température minimale de retour de la saumure

Pour les deux cycles traités dans ce paragraphe la puissance thermique disponible dépend directement de la température minimale de retour de la saumure. En effet, diminuer de 10°C cette température représente un gain proche de 3.15 MW pour la puissance thermique. Ainsi pour une source chaude à 200°C et une source froide à 15°C, le cycle KCS11 peut fournir la même puissance thermique que le cycle ORC simple si la température minimale de retour est abaissée à 68°C.

4.4 Conclusion sur la cogénération

Dans ce chapitre la comparaison des performances des différents cycles s'est faite par rapport au travail spécifique équivalent. Ce paramètre permet de comparer les cycles entre eux en terme de performance économique en tenant compte du rapport entre le prix de vente de l'énergie thermique et celui de l'électricité.

Une optimisation de la concentration du mélange a été réalisée pour chaque cycle sur toute la gamme de températures de la source chaude. Les bonnes performances en production d'énergie thermique du cycle ORC simple lui permettent d'obtenir le meilleur travail spécifique équivalent sur tout le domaine de températures de la source chaude. Le gain en travail spécifique par rapport aux autres cycles augmente avec la température de la source chaude et va de 27% à 43% pour des températures de source chaude allant de 150°C à 220°C. La puissance électrique reste toujours plus faible à celle obtenue avec le cycle KCS11. Elle lui est inférieure de 6.7% pour une source chaude à 200°C.

La puissance thermique disponible pour le cycle ORC simple est cependant prise à des températures plus basses et avec une amplitude thermique plus faible. L'eau du réseau de chauffage passe en effet de 50°C à 80°C.

Les cycles ORC avec régénération et KCS11 fournissent une plus faible énergie thermique que le cycle ORC simple mais elle est obtenue avec une plus grande amplitude thermique. L'eau du réseau de chauffage à distance peut être chauffée à une température plus élevée de 10°C à 30°C. Cette différence d'amplitude thermique influence également la dimension et donc le coût de l'échangeur.

La position de l'échangeur pour le chauffage urbain des cycles avec régénérations les rend fortement dépendant de la température minimale de retour de la source chaude. Une diminution de 10°C de cette température minimale de retour permet un gain de 3.15 MW sur la puissance thermique.

5. Conclusions

La première partie de cette étude nous a permis de mieux comprendre les mécanismes qui permettent au circuit de production de fournir une énergie thermique à l'échangeur principal. Un modèle mathématique a été développé dans le but d'isoler et d'étudier les différents phénomènes en présence. Il modélise les configurations en doublet et en triplet.

Les pertes de charge du circuit sont principalement générées dans le réservoir puis dans les différents puits et en dernier lieu dans l'échangeur principal. Ces pertes sont en partie compensées par un effet thermosiphon dû à la différence de densité de l'eau entre le puits d'injection et le puits d'extraction. Ainsi la puissance électrique de la pompe de circulation est dépendante des critères de fonctionnement de l'installation et des paramètres caractérisant les circuits et le réservoir.

La configuration en triplet permet de diminuer fortement la puissance de pompage par rapport à la configuration en doublet. Pour le cas de référence décrit au chapitre 2.8, la puissance de pompage est de 1056 kW pour un forage en doublet et de 450 kW pour un forage en triplet. Cependant une configuration en triplet nécessite un forage supplémentaire ce qui diminue son intérêt d'un point de vue économique.

Trois solutions technologiques différentes ont été modélisées pour l'étude de la centrale électrique. Il s'agit de deux cycles de Rankine utilisant un fluide organique ainsi qu'un cycle de Kalina, le KCS11. Le fluide de travail modélisé pour ces cycles est un mélange non azéotrope d'eau et d'ammoniac. Ce fluide est souvent cité dans la littérature pour les centrales géothermiques et permet de comparer les performances du cycle de Kalina au cycle ORC pour un même fluide.

Sur le domaine d'étude, le travail spécifique des cycles a été calculé par optimisation de la pression et de la concentration. Le cycle de Kalina permet d'obtenir les meilleures performances tant que la source chaude est à une température supérieure à 170°C et la source froide à plus de 5°C. Pour le reste du domaine c'est le cycle ORC avec régénération qui donne les meilleurs résultats.

L'étude du site de Bâle permet d'obtenir des indications intéressantes quant à l'influence du type de condenseur utilisé mais seule une étude économique peut déterminer réellement la solution à utiliser. Les meilleures performances sont obtenues avec un système de condenseur mixte car il permet au mieux d'exploiter les deux types de sources froides que sont l'air et l'eau. L'ajout d'un système de réglage de la concentration permet un bénéfice en terme de production annuelle principalement pour le cycle ORC avec régénération et KCS11. L'utilisation d'aéro-condenseur ou de condenseur mixte augmente le gain apporté par ce système car il permet d'exploiter au mieux les faibles températures de l'air en hiver.

La possibilité de produire de l'électricité et de l'énergie thermique pour un réseau de chauffage à distance apparaît comme une solution économiquement très intéressante dans le cas où l'on utilise des mélanges non-azéotropes. Pour cette partie de l'étude, la concentration et la pression ont été optimisées pour obtenir le meilleur travail spécifique équivalent. Un cycle ORC simple permet d'obtenir les meilleures performances. Sa puissance thermique est la plus élevée et il ne perd qu'un faible pourcentage de sa puissance électrique. Les cycles avec régénération permettent d'obtenir des puissances électriques plus importantes mais disposent d'un plus faible potentiel d'énergie thermique. Ces cycles permettent cependant d'obtenir une énergie thermique à une température plus importante.

6. Bibliographie

- [1] "Berechnungsblätter für den Wärmeübergang", VDI-WÄRMEATLAS
4ieme édition
- [2] "Cost modelling of electricity-producing hot dry rock geothermal systems in
the United Kingdom", P. Doherty, R. Harrison, European Commission Energy-
Report EUR 15388 en
- [3] "Calculation of the parameters of a unified geothermal power plant operating
on a water-ammonia mixture", V. A. Vasil'ev, A. V. Krainov and I. G.
Gevorkov, Thermal Engineering vol. 43 N°5 p.385-391
- [4] "Study of possible optimisation criteria for geothermal power plant", U. Desi-
deri, G. Bidini, Energy Conversion vol. 38, N°15-17, p.1681-1691
- [5] "An introduction to the Kalina Cycle", A. Henry, P.E. Micak, Exergy Inc.
PWR Vol. 30 1996 Joint Power Generation Conference Volume 2 ASME
1996
- [6] "Incorporating a district heating/cooling system to an existing geothermal
power plant", M. Kanoglu, Y. A. Gencel et R. H. Turner, Proceedings of the
ASME. Advanced Energy Systems Division 1997
- [7] "Advanced Binary Cycle : optimum working fluids", K. Gawlik, V. Hassani,
National Renewable Energy Laboratory p. 1809-1814
- [8] "La recherche géothermique roches chaudes sèches (HDR) en Europe"
www.brgm.fr/socomine/FR/hdr.html
- [9] "Study of possible optimisation criteria for geothermal power plants",
U. Desideri and G. Bidini, Energy Conversion Vol. 38, N° 15-17 p. 1681-
1691
- [10] "Environmental Modeling and Optimization of Advanced Combined Cycle
Cogeneration Power Plants Including CO2 Separation Options", Dr. Stefan
Pelster, Thèse n°1791 Laboratoire d'Energetique Industrielle EPFL